

**ANÁLISIS DEL EFECTO DE LA VARIACIÓN DE VELOCIDAD SOBRE EL ESPECTRO  
DE VIBRACIÓN EN EQUIPOS ROTODINÁMICOS**

**RAUL ALEJANDRO VALENCIA MEZA**

**UNIVERSIDAD AUTONOMA DE OCCIDENTE  
FACULTAD DE INGENIERIA  
DEPARTAMENTO DE ENERGETICA Y MECANICA  
PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA  
SANTIAGO DE CALI  
2014**

**ANÁLISIS DEL EFECTO DE LA VARIACIÓN DE VELOCIDAD SOBRE EL ESPECTRO  
DE VIBRACIÓN EN EQUIPOS ROTODINÁMICOS**

**RAUL ALEJANDRO VALENCIA MEZA**

**Proyecto de grado para optar al título de  
Ingeniero Mecánico**

**Director  
EDIGUER ENRIQUE FRANCO GUZMAN  
Doctor en Ciencias**

**UNIVERSIDAD AUTONOMA DE OCCIDENTE  
FACULTAD DE INGENIERIA  
DEPARTAMENTO DE ENERGETICA Y MECANICA  
PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA  
SANTIAGO DE CALI  
2014**

**Nota de aceptación:**

**Aprobado por el comité de grado en cumplimiento de los requisitos exigidos por la Universidad Autónoma de Occidente para optar por el título de Ingeniero Mecánico**

**ING. MAURICIO BARRERA**

---

**Jurado**

**ING. EDWIN LANIADO JACOME**

---

**Jurado**

**Santiago de Cali, 19 de Mayo de 2014**

## AGRADECIMIENTOS

\*A mis padres por sus cuidados, enseñanzas, valores, por su esfuerzo, POR TODO; por ese empujón que dio inicio en el 2008 a este proyecto que hoy día eh terminado con los resultados esperados. A Gina y Willi,, muchas gracias por sus aportes, por su aliento... recuerden siempre enfrentar la vida con esfuerzo, ,perseverancia, dedicación, agradecimiento, humildad, sin olvidar los valores inculcados, sin olvidar que cada día hay algo nuevo por aprender, sin olvidar que se debe disfrutar de las cosas verdaderamente importantes de la vida... Isa ya quiero conocerte....\*Hsol...mil gracias por tu apoyo ilimitado e incondicional, por tu comprensión, paciencia,, por ser mi amiga,,profesora,,POR TODO.. ..... \*A mi Abuela Myriam por su apoyo, por sus enseñanzas, por este maravilloso padre mil gracias...A mi abuelo Raúl que hoy lamentablemente no me acompaña mil gracias por ser mi segundo padre, por los valores inculcados por esta maravillosa madre..... esto hoy día se hace realidad gracias a ustedes... Dios los bendiga.

\*Al profesor Enrique Franco por todos sus valiosos aportes, y su comprensión..mil gracias.....

## **CONTENIDO**

	<b>Pág.</b>
<b>RESUMEN</b>	<b>14</b>
<b>INTRODUCCION</b>	<b>16</b>
<b>1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA</b>	<b>17</b>
<b>2 JUSTIFICACION</b>	<b>18</b>
<b>3 OBJETIVOS</b>	<b>19</b>
<b>4 IMPLEMENTACION DEL BANCO DE PRUEBAS</b>	<b>20</b>
<b>4.1 DESCRIPCION GENERAL COMPONENTES DEL BANCO</b>	<b>20</b>
<b>4.2 NIVELACION DE BASES</b>	<b>23</b>
<b>4.3 POSICIONAMIENTO DEL MOTOR</b>	<b>23</b>
<b>4.4 ALINEACIÓN</b>	<b>25</b>
<b>5 ESPECTRO DE VIBRACION</b>	<b>27</b>
<b>5.1 MOVIMIENTO VIBRATORIO</b>	<b>27</b>
<b>5.2 VIBRACIÓN COMPUESTA:</b>	<b>28</b>
<b>5.3 TRANSFORMADA DE FOURIER (FFT):</b>	<b>28</b>
<b>5.4 PROCESAMIENTO DE SEÑAL Y ADQUISICION DE DATOS</b>	<b>29</b>
<b>5.4.1 ACELERÓMETRO</b>	<b>30</b>
<b>5.4.2 MONTAJE DE ACELERÓMETRO</b>	<b>32</b>
<b>5.4.3 TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS PCI 4451</b>	<b>32</b>
<b>5.4.4 ACONDICIONADOR DE SEÑAL BNC-2140</b>	<b>33</b>

<b>5.5 PROCESAMIENTO DE SEÑAL</b>	<b>35</b>
<b>5.5.1 FALSEADO</b>	<b>35</b>
<b>5.5.2 EFECTO DE LEAKAGE</b>	<b>36</b>
<b>5.5.3 PROCEDIMIENTO DE ADQUISICIÓN DE DATOS</b>	<b>36</b>
<b>6 ADQUISICION DE DATOS A VELOCIDAD CONSTANTE</b>	<b>38</b>
<b>6.1 UBICACIÓN DE ACELEROMETRO</b>	<b>38</b>
<b>6.2 ADQUISICION Y ANALISIS DE ESPECTRO EN CHUMACERA</b>	<b>39</b>
<b>6.3 ADQUISICION Y ANALISIS DE ESPECTRO EN MOTOR ELECTRICO</b>	<b>40</b>
<b>6.3.1 ADQUISICIÓN M1H VELOCIDAD CONSTANTE</b>	<b>41</b>
<b>6.3.2 ADQUISICIÓN M2H VELOCIDAD VARIABLE</b>	<b>42</b>
<b>7 ADQUISICION Y ANALISIS ESPECTRAL VARIANDO LA VELOCIDAD Y CONDICION DEL SISTEMA ROTODINAMICO</b>	<b>44</b>
<b>7.1 DESBALANCE</b>	<b>44</b>
<b>7.1.1 ADQUISICIÓN C1H VELOCIDAD CONSTANTE</b>	<b>45</b>
<b>7.1.2 ADQUISICIÓN C1H VELOCIDAD VARIABLE</b>	<b>46</b>
<b>7.2 DESALINEACION</b>	<b>48</b>
<b>7.2.1 ADQUISICIÓN C1H VELOCIDAD CONSTANTE</b>	<b>49</b>
<b>7.2.2 ADQUISICIÓN C1H VELOCIDAD VARIABLE</b>	<b>50</b>
<b>7.3 PROBLEMAS DE ACOPLE - ELASTOMERO EN MAL ESTADO</b>	<b>51</b>
<b>7.3.1 ADQUISICIÓN C1H VELOCIDAD CONSTANTE</b>	<b>51</b>

7.3.2 ADQUISICIÓN C1H VELOCIDAD VARIABLE	53
7.3.3 ADQUISICIÓN C1A VELOCIDAD VARIABLE	53
7.4 EJE TORCIDO	55
7.4.1 ADQUISICIÓN C1A VELOCIDAD CONSTANTE	55
7.4.2 ADQUISICIÓN C1A VELOCIDAD VARIABLE	56
7.5 FALLAS EN RODAMIENTO UC207-20	57
7.5.1 FRECUENCIAS NATURALES DE LOS COMPONENTES DEL RODAMIENTO	58
7.5.2 FALLA PISTA EXTERNA	58
7.5.3 FALLA PISTA INTERNA	61
7.5.4 FALLA EN JAULA	63
8 CASOS DE APLICACIÓN: EQUIPOS ROTO-DINAMICOS CON VELOCIDAD VARIABLE	67
8.1 ORDER TRACKING	67
8.2 CONDUCTOR DE CAÑA DE INGENIO AZUCARERO	67
8.3 MOTOR DE MOLINO DE CAÑA DE UN INGENIO AZUCARERO	68
9 CONCLUSIONES	71
10 TRABAJOS FUTUROS	73
BIBLIOGRAFIA	74
ANEXOS	77

## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Configuración banco de pruebas	20
Figura 2. Dimensiones (mm) del eje maquinado	21
Figura 3. Tabla de dimensiones para rodamientos insertables con tornillos prisioneros en el anillo interior.	22
Figura 4. Base para (a) motor eléctrico y (b) la chumacera	23
Figura 5. Gatos mecánicos instalados en cada una de las patas del motor eléctrico	24
Figura 6. Verificación de concentricidad de acople respecto a ambos ejes	24
Figura 7. Verificación de concentricidad de eje	25
Figura 8. Disposición de alineación mediante comparadores Digitales	26
Figura 9. Características de una señal de vibración: amplitud, ángulo de fase, período	27
Figura 10. Vibración compuesta	28
Figura 11. Vibración en el dominio del tiempo a frecuencia	29
Figura 12. Esquema equipo de adquisición y procesamiento de Señal	30
Figura 13. Características acelerómetro AC102-1A CTC	31
Figura 14. Configuración interna y conexión del acelerómetro AC102-1A CTC	31
Figura 15. Métodos de montaje y su respectiva máxima frecuencia de respuesta	32
Figura 16. Configuración de los interruptores y conexiones de señal para la BNC -2140 National Instruments	34



<b>Figura 17. Configuración del sistema</b>	<b>37</b>
<b>Figura 18. Configuración montaje de acelerómetro en sistema rotodinámico</b>	<b>38</b>
<b>Figura 19. Espectro de vibración del sistema a velocidad constante lado chumacera</b>	<b>39</b>
<b>Figura 20. Espectro de vibración del sistema a velocidad constante lado chumacera, Frecuencia máxima 5000 Hz</b>	<b>40</b>
<b>Figura 21. Espectro de vibración a velocidad constante del motor eléctrico lado acople</b>	<b>41</b>
<b>Figura 22. Espectro de vibración a velocidad constante del motor eléctrico lado ventilador</b>	<b>42</b>
<b>Figura 23. Espectro de vibración a velocidad variable del motor eléctrico lado ventilador</b>	<b>43</b>
<b>Figura 24. Configuración del montaje para generar Desbalance</b>	<b>45</b>
<b>Figura 25. Forma de onda a velocidad constante lado chumacera en condición de desbalance</b>	<b>45</b>
<b>Figura 26. Espectro de vibración a velocidad constante lado chumacera en condición de desbalance</b>	<b>46</b>
<b>Figura 27. Forma de onda a velocidad variable lado chumacera en condición de desbalance</b>	<b>46</b>
<b>Figura 28. Espectro de vibración a velocidad variable lado chumacera en condición de desbalance</b>	<b>47</b>
<b>Figura 29. Configuración montaje para generar Desalineación</b>	<b>48</b>
<b>Figura 30. Forma de onda a velocidad constante lado chumacera en condición de desalineamiento</b>	<b>49</b>
<b>Figura 31. Espectro de vibración a velocidad constante lado chumacera en condición de desalineamiento</b>	<b>49</b>

<b>Figura 32. Espectro de vibración a velocidad variable lado chumacera en condición de desalineamiento</b>	<b>50</b>
<b>Figura 33. Configuración montaje elastómero de acople en mal estado</b>	<b>51</b>
<b>Figura 34. Forma de onda a velocidad constante con elastómero en mal estado lado chumacera</b>	<b>52</b>
<b>Figura 35. Espectro de vibración a velocidad constante con elastómero en mal estado lado chumacera</b>	<b>52</b>
<b>Figura 36. Espectro de vibración a velocidad variable con elastómero en mal estado lado chumacera</b>	<b>53</b>
<b>Figura 37. Espectro de vibración a velocidad variable con elastómero en mal estado lado chumacera dirección axial</b>	<b>54</b>
<b>Figura 38. Espectro de vibración a velocidad constante con falla de eje torcido lado chumacera</b>	<b>56</b>
<b>Figura 39. Espectro de vibración a velocidad variable con falla de eje torcido lado chumacera</b>	<b>56</b>
<b>Figura 40. Espectro de vibración a velocidad constante con falla pista externa de rodamiento</b>	<b>59</b>
<b>Figura 41. Espectro de vibración a velocidad variable con falla pista externa de rodamiento</b>	<b>59</b>
<b>Figura 42. Espectro de vibración con frecuencia máxima de 3000 Hz a velocidad variable con falla pista externa de rodamiento</b>	<b>60</b>
<b>Figura 43. Espectro de vibración a velocidad constante con falla pista interna de rodamiento</b>	<b>61</b>
<b>Figura 44. Espectro de vibración a velocidad variable con falla pista interna de rodamiento</b>	<b>62</b>
<b>Figura 45. Espectro de vibración a velocidad constante con falla en jaula y elementos rodantes del rodamiento</b>	<b>63</b>
<b>Figura 46. Espectro de vibración con frecuencia máxima de 1000 Hz a velocidad constante con falla en jaula y elementos rodantes. Frecuencias BSF</b>	<b>64</b>

<b>Figura 47. Espectro de vibración a velocidad constante con falla en jaula y elementos rodantes. Frecuencias FTF</b>	<b>65</b>
<b>Figura 48. Espectro de vibración a velocidad variable con falla en jaula y elementos rodantes</b>	<b>65</b>
<b>Figura 49. Espectro de vibración motor conductor de caña</b>	<b>68</b>
<b>Figura 50. Espectro de velocidad motor molino – lado acople</b>	<b>69</b>
<b>Figura 51. Pista externa rodamiento lado acople, presencia de fluting y fatiga</b>	<b>70</b>

## **LISTA DE CUADROS**

	<b>Pág</b>
<b>Cuadro 1. Datos técnicos motor eléctrico Siemens</b>	<b>20</b>
<b>Cuadro 2. Características técnicas variador Micromaster 420</b>	<b>21</b>
<b>Cuadro 3. Características técnicas tarjeta de adquisición PCI 4451</b>	<b>33</b>
<b>Cuadro 4. Especificaciones técnicas de entrada analógica del dispositivo BNC 2140</b>	<b>35</b>
<b>Cuadro 5. Denominación puntos de montaje de acelerómetro</b>	<b>38</b>

## LISTA DE ANEXOS

	<b>Pág.</b>
<b>Anexo A. código procesamiento de señal</b>	<b>77</b>
<b>Anexo B. código para FFT y análisis espectral</b>	<b>78</b>

## RESUMEN

En este trabajo se hizo un análisis del efecto de la variación de la velocidad de giro sobre el espectro de vibración de un equipo roto-dinámico. Este análisis se realizó comparando diferentes condiciones del sistema como lo son la velocidad y el estado de los componentes mecánicos. La adquisición de la señal de vibración se obtuvo a través de dispositivos de adquisición de datos que entregan la señal digitalizada, que posteriormente es procesada por algoritmos que calculan la FFT (transformada rápida de Fourier). Se inicia con el estudio de los conceptos teóricos sobre vibraciones mecánicas y técnicas de análisis espectral. Siendo de gran importancia para este trabajo los efectos que tienen fallas como desbalance, desalineamiento y algunas fallas en cojinetes sobre el espectro de vibración a velocidad constante. Para este propósito se dispone de la teoría de vibraciones clásica disponible en los libros, manuales y normas dedicadas al tema.

El banco de pruebas está compuesto por: motor trifásico, acoplamiento flexible, eje soportado en un extremo y una chumacera de pedestal con rodamiento auto-centrante. El motor será accionado por un arrancador directo o un variador de frecuencia según las condiciones requeridas. El sistema deberá ser re-alineado correctamente y realizar una revisión de cada uno de los ajustes eje-rodamiento, para tener unas condiciones iniciales óptimas.

Para revisar la condición del sistema se utiliza un acelerómetro localizado en la chumacera y dispuesto en dirección radial o axial según se requiera. La señal eléctrica del acelerómetro será digitalizada por una tarjeta de adquisición de datos, del fabricante National Instruments, especialmente diseñada para el manejo de acelerómetros. Utilizando un algoritmo elaborado en software Scilab se realiza la adquisición de la señal, fijando tasas de muestro, y número de puntos. Posteriormente se calcula el contenido frecuencial de la señal (transformada rápida de Fourier) haciendo uso de un algoritmo elaborado en software Matlab el cual permite mostrar el espectro de vibración. El algoritmo existente elaborado en el software Scilab fue modificado para controlar la adquisición de los datos respecto a la variación de frecuencia en el accionamiento del motor. La adquisición de un determinado número de señales deberá realizarse en el tiempo que se tarda en llevar la frecuencia del variador de 0 a 60 Hz. En los ensayos se realiza un análisis de los espectros del equipo en condición óptima, sin realizar variación de velocidad. Luego se analizan los efectos de las fallas sobre los espectros de vibración a velocidad constante y variable. Finalmente al encontrar las diferencias entre cada caso se identifican los efectos inherentes a la variación de velocidad en el sistema rotodinámico motor-eje-cojinete. También se determina cuál puede ser el espectro típico para cada una de las situaciones.

**Palabras claves:** Espectro de vibración, velocidad variable, sistema rotodinámico, detección de fallas, mantenimiento predictivo.

## INTRODUCCION

El mantenimiento es indispensable para el buen funcionamiento de las plantas industriales. El mantenimiento predictivo consiste en analizar la evolución de los parámetros de funcionamiento para detectar fallas, evitando problemas más graves. Una de las herramientas fundamentales para el mantenimiento predictivo es el diagnóstico de la condición de los equipos mediante el análisis espectral de vibraciones mecánicas. Con esta técnica se pueden predecir la mayoría de los problemas que pueden llegar a presentarse en un sistema roto-dinámico. El análisis de vibraciones, cuando se aplica correctamente, permite al analista detectar pequeños defectos mecánicos incipientes mucho antes de que estos amenacen la integridad de la máquina.<sup>1</sup>

Los equipos que contienen partes móviles poseen una gran variedad de frecuencias de vibración. Estas frecuencias son gobernadas por la naturaleza de la fuente de vibración, y pueden variar en un rango grande del espectro.<sup>2</sup> El analista debe hacer uso de las técnicas de análisis dependiendo del tipo de problema al que se enfrenta, pero uno de los retos que a diario aparecen es el análisis de vibración de un equipo con velocidad variable. Esto se debe a los cambios de velocidad que hacen difícil determinar qué picos están asociados a la frecuencia de rotación del eje y sus armónicos (múltiplos de una frecuencia específica). Además, aparecen nuevos picos que dificultan la lectura del espectro, pues tienden a confundirse con otras fallas frecuentes. Por esta razón algunas compañías fabricantes de equipos colectores de vibraciones mecánicas han incluido software que permite ajustar automáticamente la adquisición de datos a partir de los cambios en la velocidad de giro de la máquina. Tal es el caso del equipo Emerson CSI 2130 y su aplicación *order tracking*. El uso de este equipo requiere de un foto-tacómetro, por lo tanto no es una herramienta que el analista pueda utilizar en todos los casos.

---

<sup>1</sup> CALDERÓN SIERRA, Juan. Análisis de las fallas causadas por accionamientos de frecuencia variable en los rodamientos de motores de inducción. Cali: Universidad Autónoma de Occidente, 2009.

<sup>2</sup> SÁNCHEZ MENA, Javier Ignacio. Diagnóstico de rodamientos y reductores mediante emisiones de ondas de esfuerzo. Valdivia: Universidad Austral de Chile, 2000.



## **1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

La detección de fallas en equipos roto-dinámicos con velocidad variable mediante análisis espectral de vibraciones mecánicas es un campo que ha tomado gran importancia en el mantenimiento predictivo y para los analistas debido a la necesidad de ser más precisos con los diagnósticos efectuados a estos equipos. La dificultad que presenta analizar un espectro de vibración de este tipo se debe a que los cambios de velocidad producen una dispersión de los componentes espectrales dificultando la detección de las fallas. Este problema se vuelve aún más complejo debido a que en muchas ocasiones no se cuenta con una tendencia del comportamiento del equipo en cuanto a los cambios de vibración respecto al tiempo.

Identificar los cambios en los espectros vibración de un sistema roto-dinámico variando la velocidad de forma controlada y con fallas conocidas en los componentes del sistema, tales como desalineación, desbalanceo y algunas fallas en cojinetes, será el tema de estudio del trabajo de grado propuesto.

## **2 JUSTIFICACION**

En la literatura sobre análisis de vibraciones se encuentra muy poca información sobre espectros o formas de onda de equipos con velocidad variable, por lo tanto los resultados obtenidos en este trabajo serán de gran interés para analistas y personas dedicadas al mantenimiento predictivo. Cabe anotar que se utilizaran en este proyecto las técnicas actuales de análisis espectral como base para enfrentar las variaciones en amplitud y frecuencia que se presenten durante el transcurso de las pruebas a realizar en el sistema roto-dinámico a trabajar.

### **3 OBJETIVOS**

#### **OBJETIVO GENERAL**

Analizar un sistema motor-eje-cojinete con velocidad variable mediante el estudio espectral de las vibraciones mecánicas, con el fin de estudiar efectos inherentes a la variación de velocidad en el sistema.

#### **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

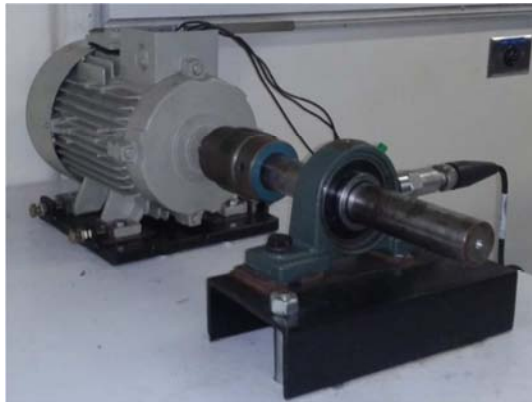
- Adecuar el montaje mecánico y el sistema de adquisición de datos existente en el laboratorio.
- Realizar un análisis de vibraciones del equipo a velocidad constante, adquiriendo los espectros característicos para las fallas de desalineamiento, desbalanceo, holgura mecánica y fallas en rodamientos.
- Analizar, a velocidad constante, el efecto del variador de frecuencia sobre el espectro de vibración.
- Realizar un análisis de vibraciones del equipo a velocidad variable, con el fin de detectar los cambios inducidos en los espectros característicos de las fallas mencionadas.

## 4 IMPLEMENTACION DEL BANCO DE PRUEBAS

### 4.1 DESCRIPCION GENERAL COMPONENTES DEL BANCO

El banco de pruebas está compuesto por una chumacera de pedestal que aloja un cojinete. El cojinete sirve de apoyo para un eje de acero que está conectado, mediante un acople flexible, directamente a un motor eléctrico. La velocidad de giro del motor es controlada por un variador de frecuencia. La figura 1 muestra una imagen del montaje.

**Figura 1. Configuración banco de pruebas**



El motor eléctrico es trifásico con rotor de jaula de ardilla, una velocidad, polos conmutables y presenta alta eficiencia.<sup>3</sup> Las características más importantes del motor son mostradas en el cuadro 1.

**Cuadro 1. Datos técnicos motor eléctrico Siemens**

<b>Motor Siemens</b>	<b>1LA7096-6YA60</b>	
2 Hp/ 1,5 Kw	Forma Construcción	IMB3
60 Hz	F.S	1,15
Cos $\phi$ 0,77	BG090L	
220 V 7,8 A	Clase Aislamiento F	Peso 14,9 Kg
1100 RPM	Grado de protección	IP55
Rodamientos	L.A: 6205 2ZC3	LCA:6004 2ZC3

**Fuente:** Catalogo Motores de baja tensión – Siemens

<sup>3</sup> SIEMENS. Catalogo Motores de baja tensión. Siemens, 2008.

Un variador de frecuencia es un sistema que controla la velocidad rotacional de un motor de corriente alterna (AC) por medio de la frecuencia de la corriente alterna suministrada al motor. En este trabajo se usó un variador Siemens Micromaster 420, que maneja motores con potencia de hasta 3 kW. Estos variadores están controlados por microprocesador y utilizan tecnología IGBT (InsulatedGateBipolar Transistor) de última generación, que los hace fiables, versátiles, y de funcionamiento silencioso.<sup>4</sup> Tienen mecanismos de protección tanto del convertidor como del motor. El cuadro 2 muestra las características más importantes.

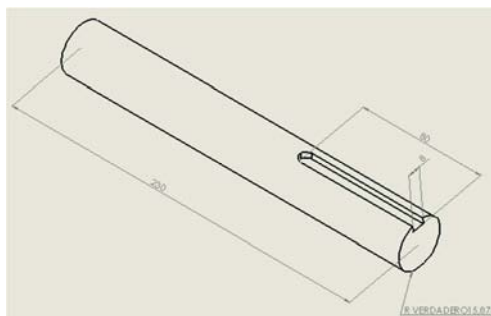
**Cuadro 2. Características técnicas variador Micromaster 420**

<b>Características principales Micromaster 420</b>	
1	Tiempo de respuesta a señales de mando rápido y repetible
2	Amplio número de parámetros que permite la configuración de una gama extensa de aplicaciones
3	Un relé de salida
4	Una salida analógica (0 – 20 mA)
5	Tres entradas digitales NPN/PNP aisladas y conmutables
6	Una entrada analógica, ADC: 0 – 10 V (la entrada analógica se puede utilizar como cuarta entrada digital)

**Fuente:** Catalogo variadores Siemens 2007

El eje de transmisión se fabricó de acero AISI 1045 con diámetro 31.75 mm. Las propiedades mecánicas del material usado son 625 Mpa de esfuerzo último, 530 Mpa de esfuerzo de fluencia y módulo de elasticidad de 205 GPa. La figura 2 muestra la geometría y dimensiones del eje diseñado.

**Figura 2. Dimensiones (mm) del eje maquinado**



<sup>4</sup> SIEMENS. Catalogo Variadores. Siemens Micromaster, 2007.

El acople flexible usado fue del tipo araña. Este es un acople común en la industria; está diseñado para transmitir potencias pequeñas a velocidades de moderadas a altas con muy poca capacidad de desalineaciones. La araña o cruceta puede ser de Buna-N, Hytrel, Uretano o Bronce, siendo el Buna-N el más común. Cada material tiene propiedades y capacidades de trabajo diferentes. El acople fue seleccionado suponiendo una potencia a ser transmitida de 1,5 kW a la velocidad máxima del motor de 1100 rpm. De esta manera, se obtuvo un momento a transmitir de 13,02 Nm, que permitió seleccionar el acople de especificación L100, construido en fundición gris.

Para el cuñero del cubo del motor, con eje de 25 mm diámetro, se seleccionó una cuña de 6x3x58 mm con ajuste de entrada suave j4 (+0.012,+0.015 mm). Un análisis usando la teoría del máximo esfuerzo cortante proporcionó un valor para el factor de seguridad F.S = 81, haciendo evidente que no se tendrán problemas con las dimensiones de la cuña.

La chumacera es una combinación de un rodamiento radial de bolas, sello, y un alojamiento de hierro fundido de alto grado o de acero forjado. La superficie exterior del rodamiento y la superficie interior del alojamiento son esféricas, para que la unidad sea autocentrante. La chumacera UCPX06-104 se refiere a una chumacera tipo pedestal, alojamiento en hierro fundido para eje de 1 ¼ plg (31.75 mm), siendo la referencia del rodamiento UC207-20. La figura 3 muestra las especificaciones del conjunto chumacera-cojinete.

**Figura 3. Tabla de dimensiones para rodamientos insertables con tornillos prisioneros en el anillo interior.**

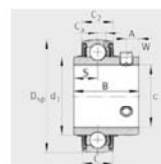


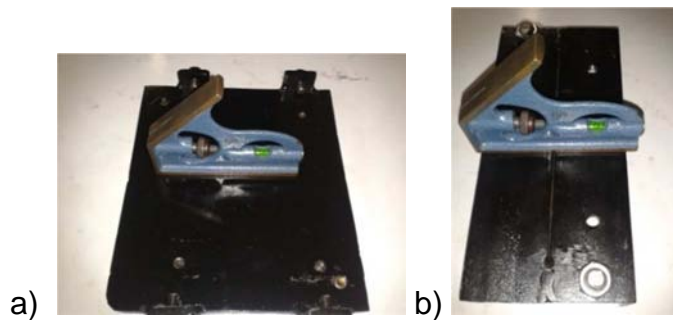
Tabla de medidas · Medidas en mm y en pulgadas														
Referencias	Peso m ≈kg	Dimensiones										Capacidades de carga		
		d		D <sub>sp</sub>	C	C <sub>2</sub>	B	S	d <sub>1</sub>	Ca	A	W	din. C <sub>r</sub> N	est. C <sub>0r</sub> N
		mm	inch											
UC207-20	0,52	31,75	1 1/4	72	20	20,6	42,9	17,5	46,84	5,7	7	5/32	25 500	15 300
UC207-21	0,5	33,34	1 3/16									5/32		
UC207-22	0,47	34,93	1 3/8									5/32		

**Fuente:** Adaptado catalogo rodamientos insertables y soportes FAG

## 4.2 NIVELACION DE BASES

Para lograr un buen alineamiento es importante hacer una correcta nivelación de la maquina principal y su estructura de apoyo. Al realizar el montaje de una maquina se debe comenzar por su nivelación para garantizar la facilidad de los ajustes una vez entre en funcionamiento. Por tanto para las bases del motor y de la chumacera se utilizó un nivel de burbuja tipo escuadra serie 180 (sensitividad 0.1 mm/m)<sup>5</sup>; la base del motor se fabricó de platina con espesor ½ plg y agujeros roscados M8x1.25 para anclaje de motor. Para la base de la chumacera se utilizó una canal tipo U de 2 plg en acero estructural, la cual se le realizo dos agujeros roscados ½ plg NC (Rosca ordinaria). La figura 4 muestra una imagen de las bases del motor y la chumacera.

**Figura 4. Base para (a) motor eléctrico y (b) la chumacera**



## 4.3 POSICIONAMIENTO DEL MOTOR

Fueron usados pernos o gatos en la base del motor que permiten realizar movimientos horizontales y evitan desajustes cuando se mueve la máquina. Tal como es recomendado, fueron utilizados pernos con punta de copa, los cuales se roscan en las platinas de soporte fijadas a la base. Adicionalmente se utiliza platinas entre la pata del motor y punta del perno para evitar que estos dificulten el ajuste y el asentamiento de las patas de la máquina a la base. Este montaje se muestra en la figura 5.

---

<sup>5</sup> MITUTOYO. Catálogo general ES2012. Mitutoyo, 2012.

**Figura 5. Gatos mecánicos instalados en cada una de las patas del motor eléctrico**



Para corregir la posición vertical de las máquinas fue necesario usar laminas calibradas, llamadas shim's, para calzar cada pata de la máquina móvil con el espesor necesario. Cuando es necesario instalar calzos por más de 1/8 plg es conveniente reemplazarlos por una platina de ese espesor.

También debe comprobarse la concentricidad de los acoples con respecto a los ejes de las máquinas. Este procedimiento se realiza instalando un comparador de carátula sobre la superficie del acople montado en el eje. Es necesario también medir el eje de cada máquina para verificar que no existan torceduras excesivas (el valor máximo es de 0.003 plg)<sup>6</sup> que puedan provocar defectos tanto en el alineamiento como en el funcionamiento del equipo.

**Figura 6. Verificación de concentricidad de acople respecto a ambos ejes**



---

<sup>6</sup> NIÑO, Jesús Armando. Manual moderno sobre alineamiento de ejes de maquinaria. Bogotá D.C.: Kontrolar Ltda., 1996.



**Figura 7. Verificación de concentricidad de eje**



Las figuras 6 y 7 muestran el procedimiento de ajuste de la concentricidad. La medición se realizó con comparador de carátula digital y su respectiva base magnética, se obtuvo las siguientes mediciones:

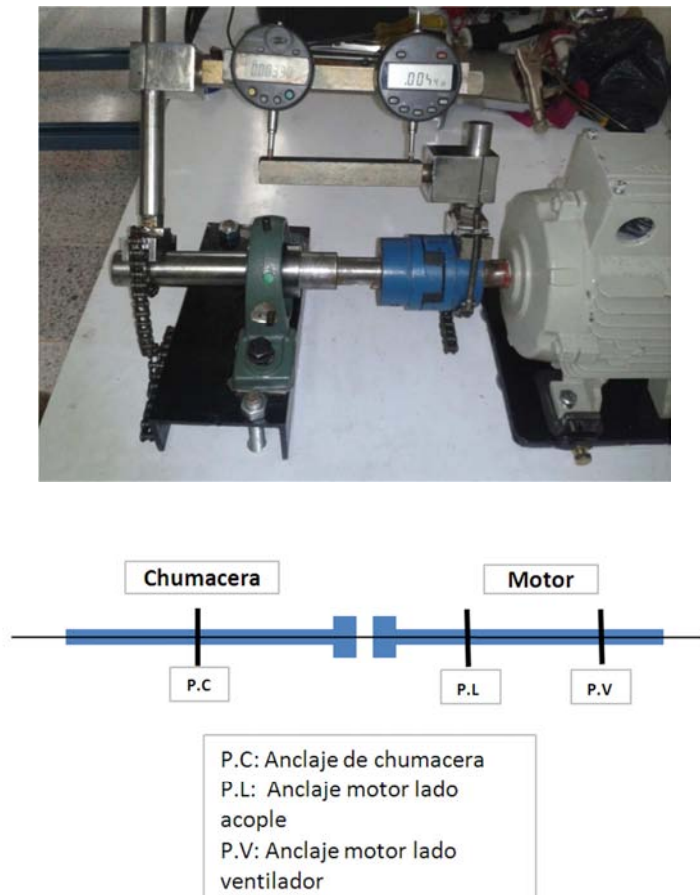
- Concentricidad acople – eje motor: 0.001"
- Concentricidad acople – eje chumacera: 0.0015"
- Máxima excentricidad en eje chumacera: 0.0012"

#### **4.4 ALINEACIÓN**

La alineación consiste en mantener la colinealidad de las líneas centrales de los ejes de las máquinas durante su funcionamiento. Esto incluye la perpendicularidad y el paralelismo en la dirección de la transmisión de potencia y movimiento de los equipos rotodinámicos. Las formas generales para describir el desalineamiento entre dos ejes es el paralelismo y la angularidad, el primero es la distancia perpendicular entre la línea central del de un eje, esto se corrige al mover paralelamente la máquina; la angularidad ocurre cuando la línea central de los ejes forman un ángulo entre sí, su corrección requiere desplazamiento a través del ángulo formado y la traslación paralela.

El método de alineación utilizado fue el de comparadores invertidos. Con las bases soporte ubicadas sobre el eje junto a la chumacera y la manzana en el lado del motor, se realizaron las correcciones moviendo el motor eléctrico. El montaje se muestra en la figura 8.

**Figura 8. Disposición de alineación mediante comparadores digitales**



Por la disposición de los cabezales de comparación se obtiene que tan desviado esta el eje central del motor respecto al de la chumacera. Inicialmente se posiciona en dirección vertical para determinar que tan alto o bajo esta el motor, la medición arrojó una desviación considerable, por lo cual se hizo necesario usar un calzo de 0.005". Con los anclajes del motor flojos se movieron los comparadores hasta la dirección horizontal y corregir la desalineación, haciendo uso de los gatos o pernos. Se ajustaron nuevamente los anclajes del motor, y se realizó nuevamente la medición en ambas direcciones, con resultados de desviación por debajo 0.001". Esta es una alineación aceptable de acuerdo al criterio que establece una tolerancia por debajo de 0.0015" para equipos que giran a menos de 3600 rpm.<sup>7</sup>

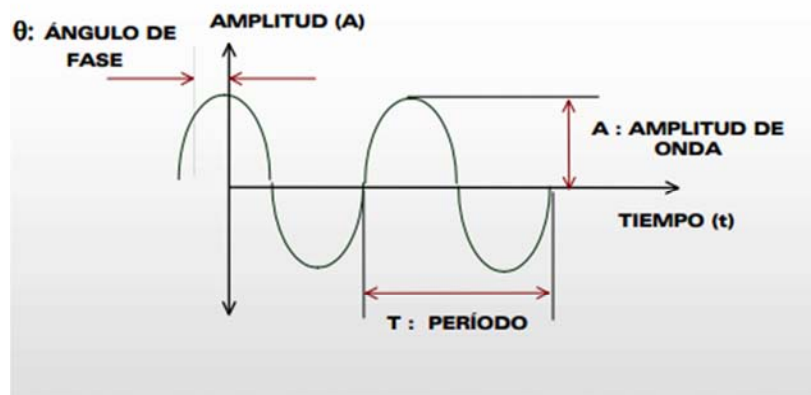
<sup>7</sup> SKF. Análisis de vibraciones nivel 1 WI 202.SKF, 2010.

## 5 ESPECTRO DE VIBRACION

### 5.1 MOVIMIENTO VIBRATORIO

Las características fundamentales de la vibración son; frecuencia, amplitud y fase, como se muestra en la Figura 9.

**Figura 9. Características de una señal de vibración: amplitud, ángulo de fase, período.**



**Fuente:** Adaptado Análisis I de vibraciones (technical associates of Charlotte)

**Frecuencia:** es el número de ciclos en un determinado periodo de tiempo, se expresa en ciclos por segundo (Hertz), ciclos por minuto (CPM) o múltiplos de la velocidad de operación de la maquina (ordenes) si la vibración es inducida por una fuerza a la velocidad de giro.<sup>8</sup>

**Periodo (T):** es el tiempo requerido para completar un ciclo de vibración, el periodo es la inversa de la frecuencia; cuando se refiere a ciclo es el movimiento del objeto de su posición neutral hacia el punto límite más alto y su carrera opuesta hasta el límite más bajo, para retornar a su posición neutral.<sup>9</sup>

**Ángulo de fase de vibración:** Es la relación en tiempo, medido en grados entre dos vibraciones a la misma frecuencia.

<sup>8</sup> TECHNICAL ASSOCIATES OF CHARLOTTE. Análisis concentrado de señales de vibración y técnicas relativas al monitoreo de condición. Cali, 2011.

<sup>9</sup> RAO, Sigiresu. Vibraciones Mecánicas. Quinta edición. Pearson, 2010.

**Amplitud:** Es el desplazamiento máximo de la vibración, puede ser expresada en multiples formas (ver figura 9), tales como:

Pico: se mide desde el punto neutral hasta la cresta.

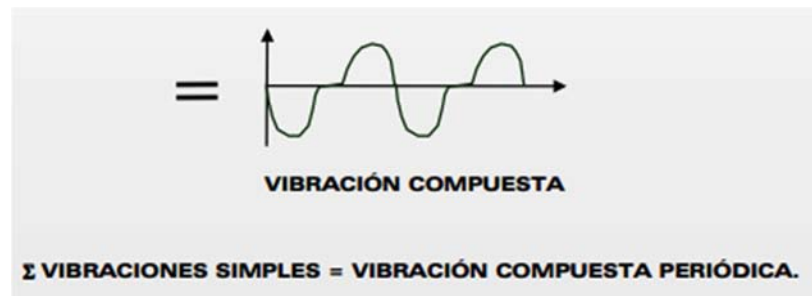
Pico –pico: se mide desde la cresta inferior hasta la superior.

**RMS:** Raíz cuadrática media, para una onda sinusoidal es igual a ( $a_{rms}=0.707$  a pico). Esta fórmula de conversión no es válida para ondas complejas de múltiples frecuencias, porque en las vibraciones no son armónicas por lo general las amplitudes positivas no son iguales a las negativas.<sup>10</sup>

## 5.2 VIBRACIÓN COMPUESTA

Una señal compuesta es la suma de varias señales sinusoidales provenientes de la vibración de cada uno de los componentes que se encuentran en la máquina, más todos los golpeteos y vibraciones aleatorias. El resultado es una señal compuesta. La figura 10 muestra un ejemplo de la composición de dos senoides.

**Figura 10. Vibración compuesta**



**Fuente:** Adaptado A-maq especialistas en vibraciones

## 5.3 TRANSFORMADA DE FOURIER (FFT)

Las vibraciones en el dominio del tiempo son señales directas tomadas de la máquina y en estas señales se encuentra plasmada toda la información acerca del comportamiento de cada uno de sus componentes. Pero estas señales están cargadas de mucha información y en un formato con el cual es imposible distinguir a simple vista sus comportamientos característicos.

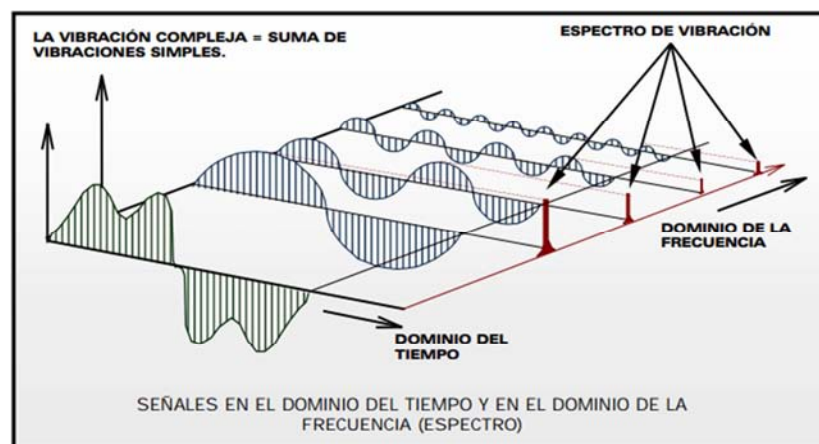
---

<sup>10</sup> THOMPSON, William. Teoría de vibraciones. Prentice hall hispanoamericana s.a, 2009.

Existen otras maneras de representar las vibraciones, entre las que se encuentra convertir la señal al dominio de la frecuencia. El gráfico de amplitud vs frecuencia es conocido como espectro. Esta es posiblemente la mejor herramienta de la que se dispone para el análisis de vibración en maquinaria.<sup>11</sup>

Entonces lo que hace un analizador de espectros que trabaja con la transformada rápida de Fourier es utilizar un bloque de datos adquiridos durante un periodo de tiempo y relacionados a un rango de frecuencia seleccionados previamente para ser procesados, luego calcula todas las series de señales sinusoidales que contiene la señal compleja y por último las muestra en forma individual en el eje X de la frecuencia. En la siguiente ilustración de tres dimensiones (ver figura 11) puede notarse claramente la señal compleja (en color verde), capturada desde una máquina. A dicha señal se le calculan todas las series de señales sinusoidales en el dominio del tiempo (vistas en azul) y por último se muestra cada una en el dominio de la frecuencia (vistas en rojo).

**Figura 11. Vibración en el dominio del tiempo a frecuencia**



**Fuente:** Adaptado A-maq especialistas en vibraciones

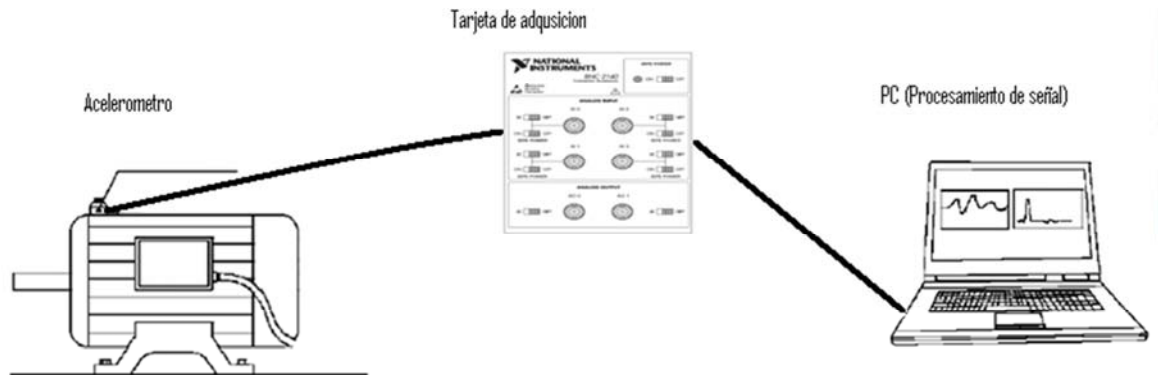
## 5.4 PROCESAMIENTO DE SEÑAL Y ADQUISICION DE DATOS

El sistema de adquisición y procesamiento de señales está compuesto por un acelerómetro piezoeléctrico, una tarjeta de adquisición y un computador. El acelerómetro genera una señal análoga de voltaje que es proporcional a la

<sup>11</sup> ESHELMAN, Ronald. Introducción a las pruebas de máquinas análisis y monitoreo. USA: Vibration institute, 2001.

aceleración, la tarjeta digitaliza la señal y el computador la almacena para su posterior procesamiento. La figura 12 muestra un esquema del sistema.

**Figura 12. Esquema equipo de adquisición y procesamiento de señal**



**Fuente:** Adaptado catalogo BNC 2140

**5.4.1 Acelerómetro.** Los acelerómetros son sensores que permiten la medición directa de la aceleración, convirtiéndola en una señal eléctrica analógica. Existen dos características principales de desempeño: la sensibilidad ( $\text{mV/g}$ ) y la respuesta en frecuencia ( $\text{Hz}$  o  $\text{CPM}$ ). Existen varios tipos de acelerómetros. Uno de ellos es el tipo cizalladura, donde la masa sísmica aplica una fuerza de cizalladura al elemento piezoeléctrico, el cual emitirá un voltaje proporcional a la aceleración. Entre las ventajas de estos acelerómetros está el ofrecer una señal de salida estable en presencia de transientes térmicos y/o soplos de alta presión. Otro tipo de acelerómetro son los de modo compresión, que son los más usados en la industria, debido principalmente a su simplicidad y menor costo, además de su amplio rango de frecuencia.<sup>12</sup>


El acelerómetro utilizado para la adquisición de datos es el AC102-1A del fabricante CTC. La figura 13 muestra una imagen y las características más importantes.

---

<sup>12</sup> SAAVEDRA, Pedro. Diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias mediante análisis de vibraciones. Concepción: Universidad de Concepción, 2007.

**Figura 13. Características acelerómetro AC102-1A CTC**

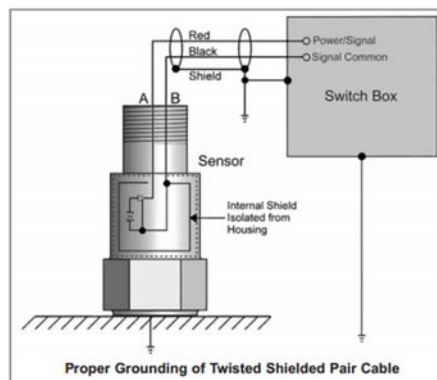


Acelerómetro Piezoeléctrico CTC AC102-1A	
Descripción	Acelerómetro multi-proposito, / Cable, 100 mV/g
Sensibilidad	100 mV/g
Frecuencia de respuesta ( $\pm 3\text{dB}$ )	30-900,000 CPM
Rango dinámico	$\pm 50$ g, peak
Max Temp	121°C

**Fuente:** Adaptado catalogo acelerómetros A102 CTC (*Connection Technology Center, INC*)

Los acelerómetros del tipo ICP (Integrated Circuit Piezoelectric) usado en este trabajo son encapsulados en acero inoxidable para resistir los ambientes agresivos y tiene blindaje del elemento de detección ante interferencias. El material piezoeléctrico más usado es cerámica PZT (Zirconato titanato de plomo), que proporciona una buena relación señal/ruido. Requieren una señal de excitación, que generalmente es una corriente constante y la señal de aceleración es una variación de esta señal de excitación. En general poseen tres terminales de conexión: uno para la señal de excitación, otro para la señal de salida y una tierra común, que va conectada eléctricamente a la carcasa, y dependiendo del acoplamiento, también a la estructura de la máquina inspeccionada. Por ser un acelerómetro ICP internamente posee un amplificador el cual se encarga de convertir la señal débil de alta impedancia en una señal de voltaje de baja impedancia. La figura 14 muestra la configuración interna y la forma de conexión del acelerómetro.

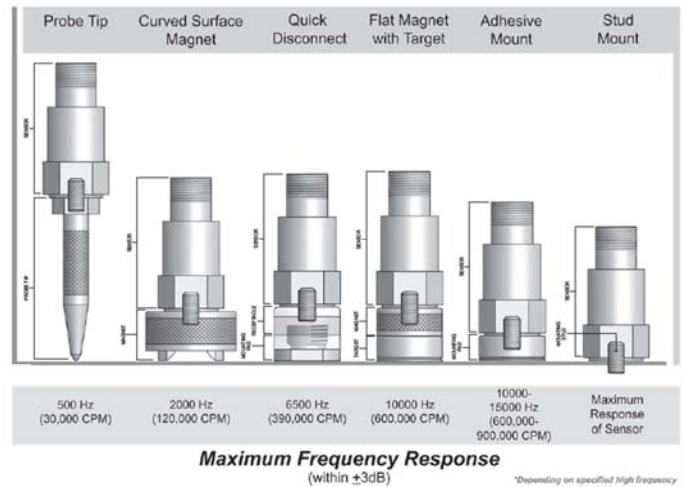
**Figura 14. Configuración interna y conexión del acelerómetro AC102-1A CTC**



**Fuente:** Adaptado catalogo acelerómetros A102 CTC (*Connection Technology Center, INC*)

**5.4.2 Montaje de acelerómetro.** Existen 6 métodos diferentes de montaje de los acelerómetros, cada uno tiene un rango típico de respuesta de frecuencia, como se muestra en la figura 15. Cuanto mayor es la superficie de contacto entre el sensor y la superficie de la máquina, será más amplia su respuesta en frecuencia.<sup>13</sup> El montaje seleccionado fue el de base magnética plana, que ofrece una respuesta de frecuencia de hasta 10000-15000 Hz.

**Figura 15. Métodos de montaje y su respectiva máxima frecuencia de respuesta**



**Fuente:** *Sensor mounting techniques CTC (Connection Technology Center, INC)*

**5.4.3 Tarjeta de adquisición de datos PCI 4451.** Es un dispositivo para la adquisición de señales dinámicas, cuenta con 16 bit de entrada muestreada simultáneamente con una tasa máxima de 51.2 kS / s a 204.8 kS / s.<sup>14</sup> La tarjeta de adquisición está dispuesta en la motherboard del computador. En el cuadro 3 Se especifican algunas características de la PCI 4451.

<sup>13</sup> CTC (CONNECTION TECHNOLOGY CENTER, INC).Catalogo dispositivos de protección de maquinaria CTC, 2012.

<sup>14</sup> NATIONAL INSTRUMENTS. Manual de usuario tarjeta de adquisición PCI 4451. NI, 2011.



**Cuadro 3. Características técnicas tarjeta de adquisición PCI 4451**

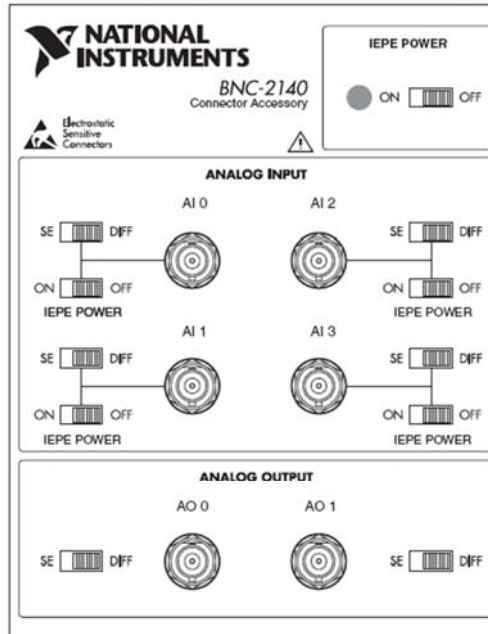
CARACTERISTICAS BASICAS TARJETA PCI 4451 (National Instruments)			
Número de canales		Configuración de entrada	
	2	Muestreado simultaneamente- modo diferencial	
Presición de frecuencia	$\pm 25$ ppm		
Ganancia	Lineal	Log	Rango de escala (pico)
	0.1	-20 Db	$\pm 42.4$ V
Características dinámicas			
Alias-ancho de banda libre	DC a 0.464 fs (Frecuencia de muestreo)		
Alias-rechazo	80 dB, 0.536 fs < fin < 63.464 fs		
Requerimientos de encendido			
	+5 V, 1.7 A idle, 2.0 A activo		
	+12 V, 100 mA típicamente		

**Fuente** Manual de instrucciones PCI 4451 -National Instruments

**5.4.4 Acondicionador de señal BNC-2140.** Es un accesorio de acondicionamiento de señal diseñado específicamente para utilizar con un dispositivo de adquisición de señal dinámica (DSA).<sup>15</sup> El BNC-2140 se conecta a un circuito integrado piezoeléctrico, como acelerómetros, preamplificadores de micrófono, y otras fuentes de tensión con salidas de menos de  $\pm 42,4$  V. La figura 16. Muestra la configuración del dispositivo.

<sup>15</sup> NATIONAL INSTRUMENTS. Manual de usuario BNC-2140. NI, 2011.

**Figura 16. Configuración de los interruptores y conexiones de señal para la BNC -2140 National Instruments**



**Fuente:** Adaptado catalogo BNC 2140

Este dispositivo suministra la corriente constante necesaria para alimentar el amplificador de carga dispuesto dentro del acelerómetro tipo ICP, cada canal de entrada cuenta con una fuente de corriente 4 mA independiente. Es posible activar o desactivar manualmente el acondicionamiento de señales, con ICP desactivo (OFF) el canal actúa como una entrada directa de voltaje. En cuanto a la transmisión de la señal eléctrica por cable, se puede cambiar manualmente cada canal de entrada y cada salida a configuración diferencial (DIFF) o en el modo de terminación única (SE). Para la mayoría de las señales, es recomendable utilizar una configuración DIFF, puesto que esta presta una mayor resistencia a ruido electromagnético (contaminación de la señal). Si la señal tiene una alta impedancia de salida (mayor de 1 KΩ) y está flotante, es posible utilizar una configuración de SE. El BNC-2140 se conecta con la tarjeta de adquisición de datos a través del conector de alta densidad de 68 patillas. Un LED verde indica cuando el circuito ICP está encendido. El Cuadro 4 muestra la características para entradas análogas.

**Cuadro 4. Especificaciones técnicas de entrada analógica del dispositivo BNC 2140**

<b>ESPECIFICACIONES ENTRADA ANALOGICA BNC 2140</b>		
<b>Voltaje de entrada:</b>		
Número de canales	4	
Máximo voltaje de entrada		
(Señal + voltaje de modo común)	$\pm 42,4 \text{ V}_{\text{pico}}$ (30 $\text{V}_{\text{rms}}$ ) de AI GND	
Acoplamiento de entrada	DC	
<b>Capacitancia de entrada</b>		
	<b>Corriente de excitación</b>	
<b>Modo de entrada</b>	On	Off
DIFF	85 pF	75 pF
SE	150 pF	145 pF
<b>Corriente de excitación:</b>		
Nivel	4 mA	
Precisión	$\pm 1,31 \%$	
Coeficiente de temperatura	$\pm 141 \text{ ppm} / ^\circ \text{C}$	
Voltaje de deformación	24 V	
Protección contra sobre voltajes	$\pm 42,4 \text{ V}_{\text{pico}}$ (30 $\text{V}_{\text{rms}}$ ) Fuente ON o OFF	

**Fuente** Manual de instrucciones BNC 2140-National Instruments

## 5.5 PROCESAMIENTO DE SEÑAL

**5.5.1 Falseado.** Es necesario capturar los datos digitales a una frecuencia de muestreo  $f_s$  (muestras por segundo) mayor a dos veces el contenido de frecuencia de la señal muestreada para evitar un fenómeno llamado “falseado”. En el dominio de la frecuencia dos señales se dicen falseadas si la diferencia de sus frecuencias cae dentro del rango frecuencia de interés ( $f_{\text{max}}$ ). Si la frecuencia de muestreo es baja ( $f_s < 2 f_{\text{max}}$ ) los productos de falseado caerán en el rango de entrada de la frecuencia de interés, de lo contrario los productos de falseado no se sitúan dentro de la gama de frecuencias de nuestro interés. Este requisito mínimo de velocidad de muestreo se conoce como el criterio de Nyquist.

En la mayoría de los analizadores de espectros, la frecuencia de muestreo es 2.56 veces la frecuencia límite especificada.<sup>16</sup> En este trabajo, las frecuencias de muestreo (  $f_s$  ) usadas fueron de 10 mil y 50 mil muestras por segundo. Por lo tanto, se pueden analizar señales con contenido de frecuencias de hasta 5.000 Hz (300.000 cpm) y 25.000 Hz (1.500.000 cpm) respectivamente. Estas frecuencias están muy por encima del contenido frecuencial esperado en las señales analizadas.

**5.5.2 Efecto de Leakage.** Si la forma de onda está pasando a través del nivel cero, al comienzo y al final de la adquisición, abarca exactamente un número de ciclos de la forma de onda. El espectro FFT resultante consistirá de una línea con la amplitud y la frecuencia correcta. Por otra parte, si el nivel de la señal no es cero, la forma de onda será truncada y eso provocará una discontinuidad en el espectro, representado por un valor elevado de amplitud a frecuencia cero. Para evitar esto es necesario utilizar funciones ventana. La mas utilizada en el análisis de vibraciones es la Hanning, que funciona bien con ondas periódicas y no periódicas.<sup>17</sup>

Para la adquisición y procesamiento de señal de vibración se utilizaron dos algoritmos elaborados en los software Matlab y Scilab. El algoritmo calcula la FFT y grafica el espectro de amplitud. Las frecuencias mas relevantes para el análisis como son 1x, 2x,..6x, frecuencias de falla para los elementos del rodamiento UC207-20, como también las frecuencias de línea, son mostradas en los espectros (ver anexos A y B).

**5.5.3 Procedimiento de adquisición de datos.** La siguiente es la secuencia de pasos a seguir para realizar la adquisición de datos:

La figura 17. Muestra la configuración del sistema y la ubicación del acelerómetro en la chumacera.

---

<sup>16</sup> CHAPARRO, Juan. Diseño de un sistema experto en diagnóstico de vibraciones para motores. Cali: Universidad Autónoma de Occidente, 2012.

<sup>17</sup> AZOR, Jesús Rubén. Transformada de Fourier. Mendoza: Universidad de Mendoza.

**Figura 17. Configuración del sistema**



- Realizar inspección de las condiciones mecánicas del equipo, ajuste de tornillería y estado de los componentes.
- Realizar la conexión eléctrica del equipo, sea con arranque directo o usando variador de frecuencia.
- Fijar base magnética del acelerómetro en el punto a medir, evitando golpear el sensor. Confirmar la buena fijación.
- Conectar el cable del acelerómetro en entrada AI0 de la tarjeta BNC 2140, y energizarla, activar la opción DIFF, y ON para el ICP power.
- Abrir el programa en Scilab que permite digitalizar la señal.
- Energizar el motor, y ejecutar el código en Scilab. Seguidamente se obtendrá el espectro en aceleración. Además se crea un archivo de texto con los datos de la señal, para posterior procesamiento en Matlab.

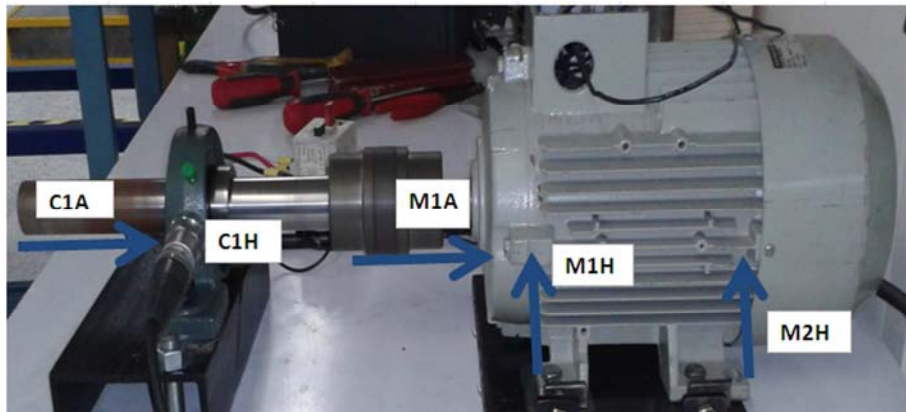
## 6 ADQUISICION DE DATOS A VELOCIDAD CONSTANTE

Para esta adquisición se realizó la conexión eléctrica mediante un arrancador directo adecuado para las características de operación del motor.

### 6.1 UBICACIÓN DE ACELEROMETRO

Es importante conservar esta ubicación en el mismo punto para cada medición, al igual que posicionar con firmeza el sensor evitando golpes que generen lecturas erróneas. En la figura 18 y el cuadro 5 se muestra la configuración del montaje del acelerómetro.

**Figura 18. Configuración montaje de acelerómetro en sistema rotodinámico**



**Cuadro 5. Denominación puntos de montaje de acelerómetro**

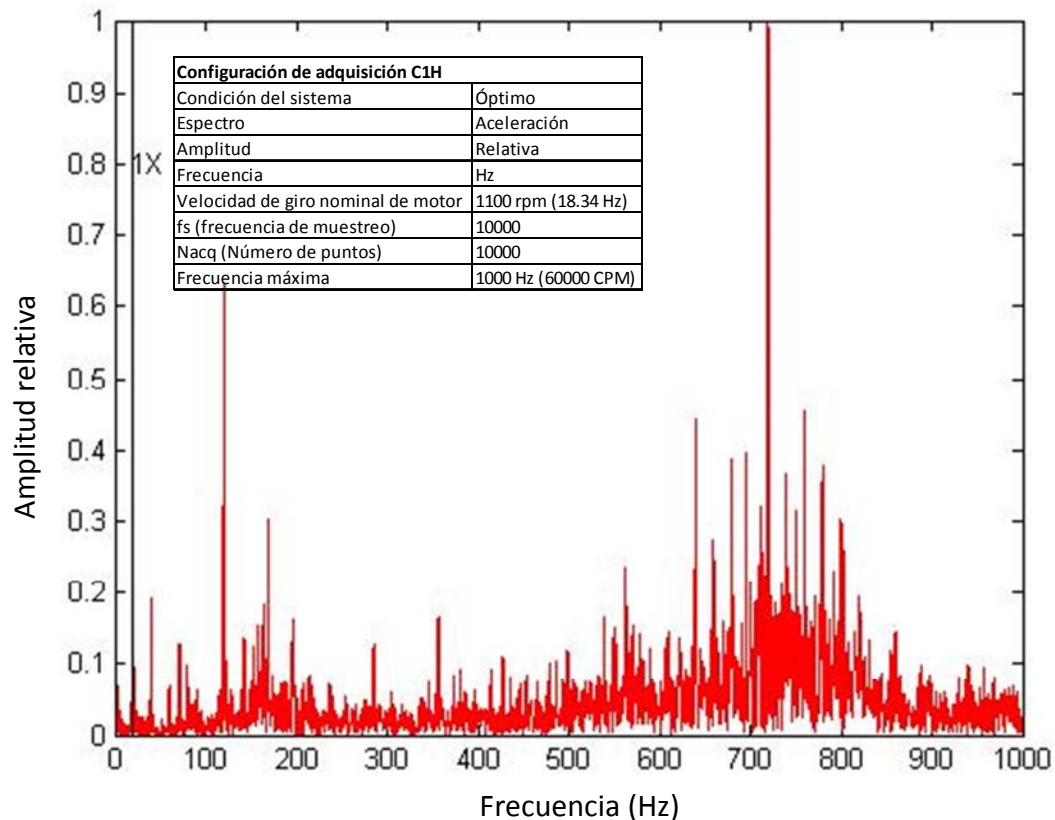
Elemento	Dirección de montaje	Denominación
Chumacera		
	Radial (Horizontal)	C1H
	Axial	C1A
Motor eléctrico		
	Radial (Horizontal) lado acople	M1H
	Axial lado acople	M1A
	Radial (Horizontal) lado ventilador	M2H

## 6.2 ADQUISICION Y ANALISIS DE ESPECTRO EN CHUMACERA

### Adquisición C1H

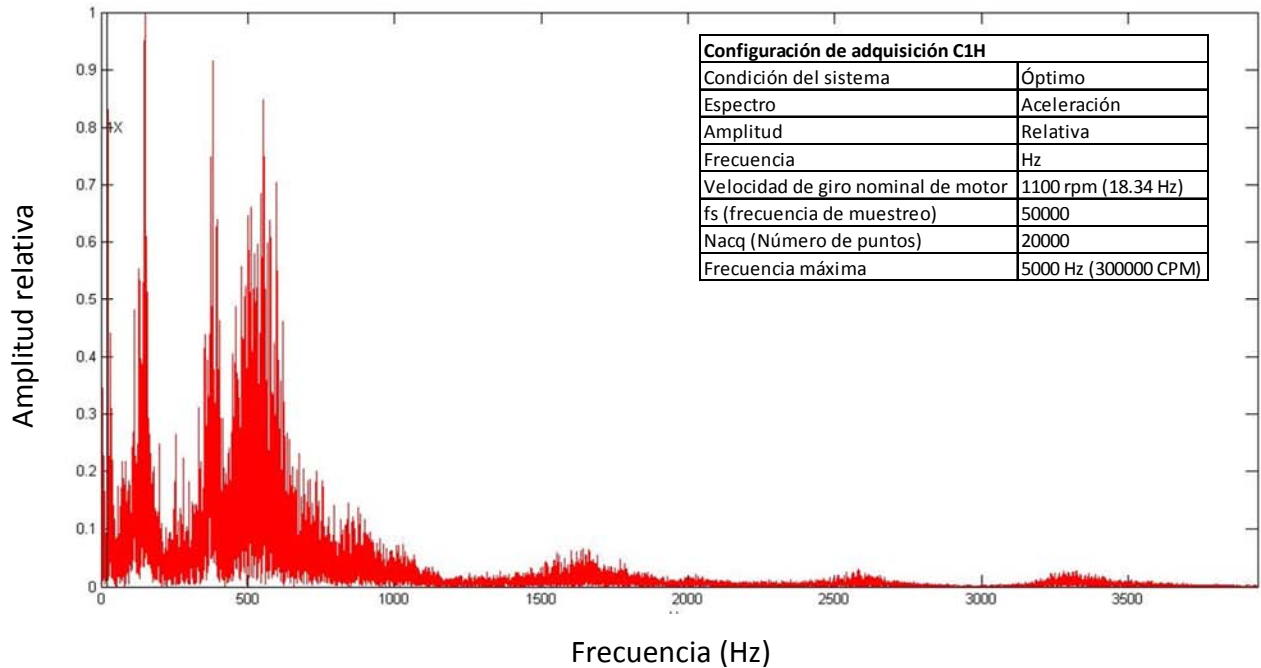
En la figura 19 se muestra el espectro de vibración y la configuración de adquisición para la condición de sistema óptimo.

**Figura 19. Espectro de vibración del sistema a velocidad constante lado chumacera**



Se observa claramente la frecuencia 1X (18.34 Hz), con una amplitud relativa baja, la frecuencia 2X no se muestra claramente obedeciendo a la ausencia de cualquier tipo de fallas asociadas a la frecuencia fundamental (1X), en el extremo izquierdo predomina la frecuencia 719.4 Hz (43164 CPM) a su alrededor no se detectaron bandas laterales (líneas espectrales que aparecen espaciadas a igual frecuencia alrededor de una línea central), esta frecuencia presenta amplitud relativa alta debido a la amplificación de las altas frecuencias al medir aceleración.

**Figura 20. Espectro de vibración del sistema a velocidad constante lado chumacera, Frecuencia máxima 5000 Hz**



En las zonas hacia la derecha, no presenta frecuencias que se deban considerar en el análisis (ver Figura 20). Los problemas de lubricación que se caracterizan por presentar altas frecuencias, presentando bandas de picos distanciados entre sí, no fueron evidenciados.

### 6.3 ADQUISICION Y ANALISIS DE ESPECTRO EN MOTOR ELECTRICO

FL= Frecuencia de línea eléctrica (frecuencia eléctrica de alimentación del motor. Para América 60 Hz y Europa 50 Hz)

Ns = Velocidad síncrona = 120 FL / P (según Technical Associates of Charlotte en *Vibration Diagnostic Chart*)

Fs = Frecuencia de deslizamiento = Ns – rpm

Fp= Frecuencia del paso de polos = Fs \* P

P = # de Polos

$$N_s = \frac{120 \cdot 60}{6} = 1200 \text{ CPM} \quad (3.1)$$

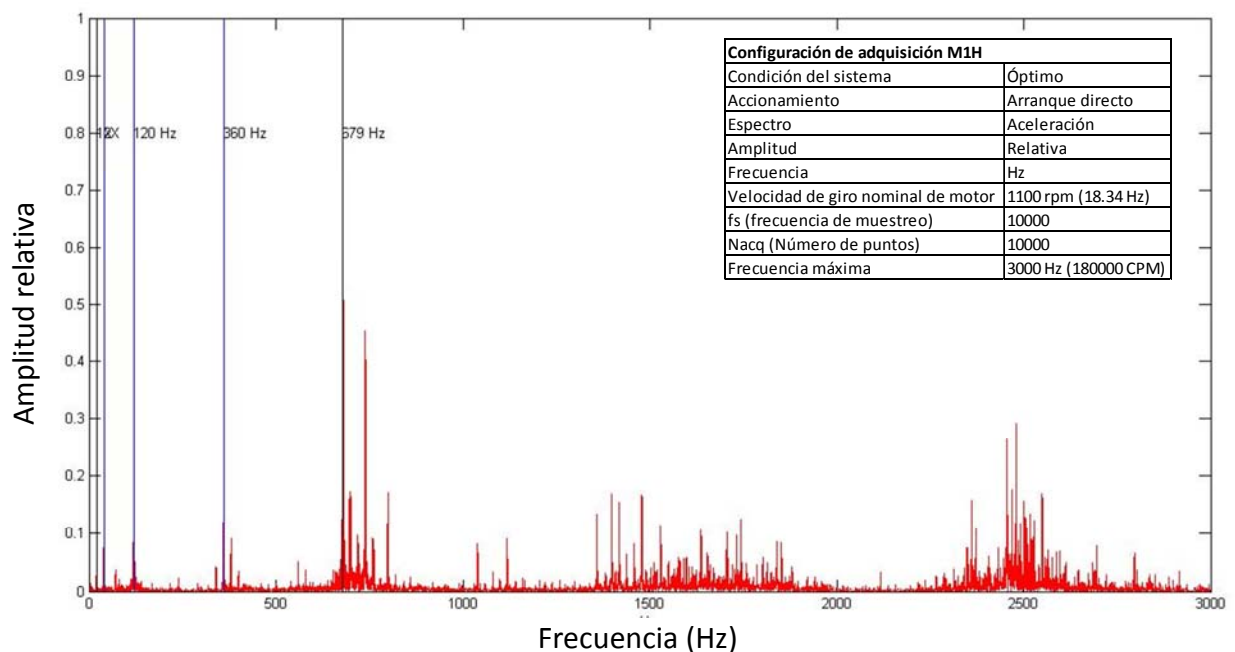
Fs= 1200-1100 = 100 CPM

Fp= 100\*6=600 CPM (10 Hz)



**6.3.1 Adquisición M1H velocidad constante.** En la figura 21 se muestra el espectro de vibración y la configuración de adquisición para la condición de sistema óptimo a velocidad constante.

**Figura 21. Espectro de vibración a velocidad constante del motor eléctrico lado acople.**



Se observa la frecuencia 1x y 2x con una magnitud muy baja, la presencia de la frecuencia 120 Hz (7200 CPM) posiblemente se relacione con la 2XFL (orden 2 de la frecuencia de línea), esta presenta una amplitud relativa muy baja, y ausencia de bandas laterales con una separación frecuencia de paso de polos.<sup>18</sup> Una forma de determinar si esta componente se refiere verdaderamente a un problema eléctrico es des-energizar el motor mientras se realiza la adquisición de señal, de evidenciarse una desaparición instantánea del pico a 120 Hz se confirmara problema eléctrico.<sup>19</sup> En este caso se realizó dicha prueba confirmando 2XFL, por lo tanto fue necesario revisar internamente el estado del motor, conexiones desde el arrancador eléctrico, y el amperaje en trabajo de las tres líneas.

No se evidenciaron problemas asociados a esta frecuencia, probablemente el pico a 120 Hz se refiere a un desbalance de la corriente entre las fases, pero definir

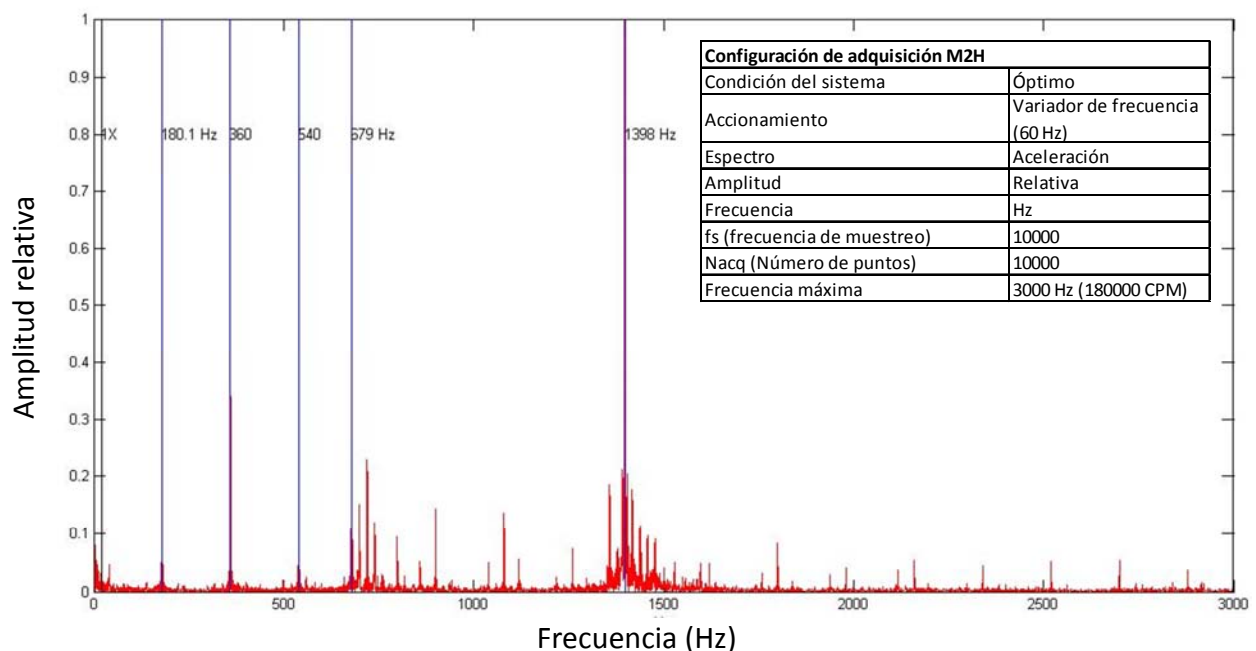
<sup>18</sup> TSYPKIN, Mikhail. Induction Motor Condition Monitoring: Vibration Analysis Technique - a Practical Implementation. IEEE, 2013.

<sup>19</sup> SZENASI, Fred. Torsional Analysis of variable frequency drives. San Antonio Texas.

esto requeriría una análisis con equipos MCA (Análisis del circuito motor) o ESA (Análisis de la firma eléctrica). Algunos autores entre ellos Buscarello y Eshelman coinciden en afirmar que la sola presencia de la 2XFL no necesariamente indicara una falla, pero se deberá realizar un seguimiento de su amplitud y la aparición de bandas laterales.

En la figura 22 se muestra el espectro de vibración y la configuración de adquisición para la condición de sistema óptimo a velocidad constante, accionado por variador de frecuencia (adquisición M2H).

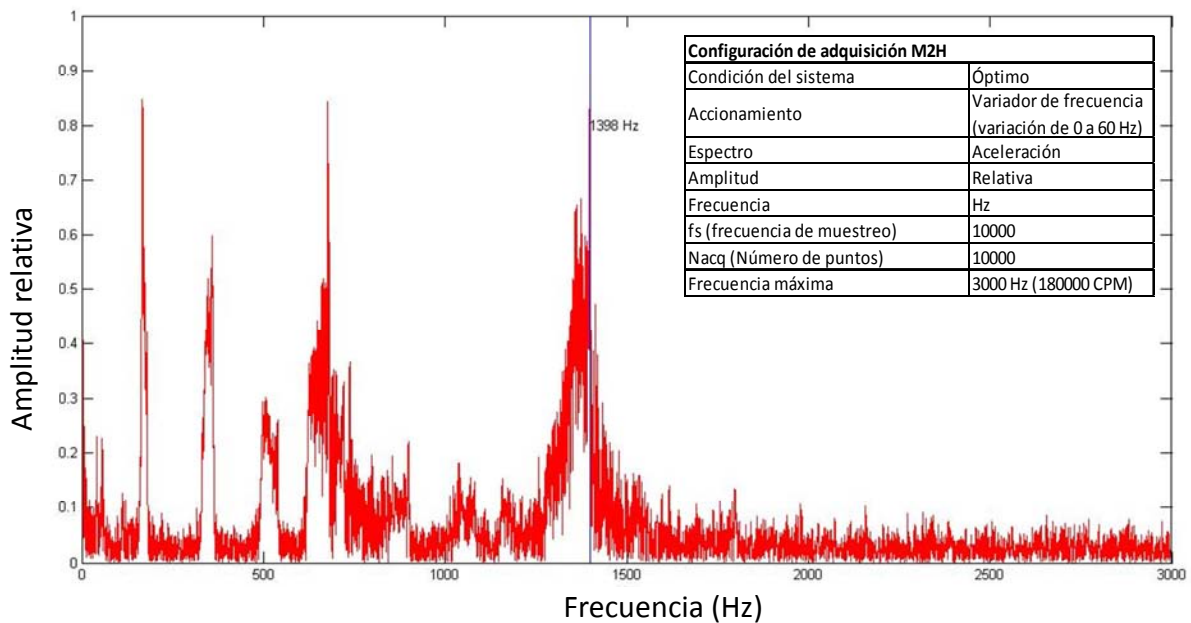
**Figura 22. Espectro de vibración a velocidad constante del motor eléctrico lado ventilador.**



**6.3.2 Adquisición M2H velocidad variable.** En la figura 23 se muestra el espectro de vibración y la configuración de adquisición para la condición de sistema óptimo a velocidad variable, accionado por variador de frecuencia.

Para modificar los tiempos de aceleración en el variador de frecuencia, se utilizan los parámetros P1120 y P1121, configurando a 10 s para pasar de 0 – 60 Hz, es decir 6 Hz por segundo.(6 Hz=110 rpm para la configuración del motor @1100 rpm).

**Figura 23. Espectro de vibración a velocidad variable del motor eléctrico lado ventilador.**



El espectro tomado utilizando como accionamiento el variador de frecuencia no presenta el pico 120 Hz, posiblemente debido a que el variador realiza una rectificación de la señal de potencia AC de entrada a una señal DC usando un puente rectificador.<sup>20</sup> Hacia la derecha el espectro tiene un pico a 1398 Hz (83880 CPM), el cual también aparece bajo la condición de variar velocidad al sistema. Es muy común encontrar picos espectrales inducidos por variadores de frecuencia, estos picos no dependen de la velocidad de giro del equipo, por lo tanto normalmente la frecuencia no se desplaza durante aceleraciones o de-aceleraciones. Esto no indica que en todos los espectros tomados bajo las mismas condiciones se tendrá ese mismo valor de pico (1398 Hz), puesto que varía dependiendo de la característica de funcionamiento del variador.

En espectros tomados a motores eléctricos con más de 100 hp accionados por variador de frecuencia es muy común presenciar estos picos acompañados por bandas laterales, las cuales modifican su separación dependiendo de la tasa de aceleración del sistema. Se puede relacionar el aumento de bandas laterales

<sup>20</sup> SCHNEIDER ELETRIC. Manual de variadores de velocidad y arrancadores electrónicos y motores.[consultado febrero 2 de 2014] Disponible en internet: [http://www.schneider-lectric.com.ar/documents/recursos/myce/capitulo04\\_1907.pdf](http://www.schneider-lectric.com.ar/documents/recursos/myce/capitulo04_1907.pdf)

alrededor de los picos ya mencionados, como un indicador de paso de corrientes hacia los cojinetes del motor.<sup>21</sup>

## **7 ADQUISICION Y ANALISIS ESPECTRAL VARIANDO LA VELOCIDAD Y CONDICION DEL SISTEMA ROTODINAMICO**

### **7.1 DESBALANCE**

El desbalance de un rotor se refiere a aquella condición en la que la línea central de masas no es paralela, y no intercepta el eje central. El desbalance siempre genera alta vibración a 1XRPM (velocidad nominal de la maquina) de la parte no balanceada, esta amplitud de vibración normalmente será mayor o igual al 80% de la vibración global cuando el problema se limita al desbalance. La fuerza generada por esta condición continuamente cambia de dirección, pero se aplica de manera uniforme en todas las direcciones radiales. Como resultado el eje, y los cojinetes de apoyo tienden a moverse como en una órbita circular. Sin embargo debido a la mayor rigidez del cojinete en la dirección vertical esta tendrá una menor amplitud de vibración, siendo mayor en la dirección horizontal entre un 25 a 50 %.<sup>22</sup>

Al revisar el balanceo de los componentes del sistema rotodinámico, se evidencia que el rotor de motor eléctrico esta balanceado, el acople de araña no es balanceado puesto que el fabricante no lo considera necesario. En los espectros tomados para el estado inicial del sistema no se evidenció desbalance. Por lo tanto, para generar esta condición se instaló un plato en aluminio de 110 mm de diámetro al cual se le adicionó una masa de 37.4 g, como se muestra en la figura 24.

---

<sup>21</sup> SIMONCIC, David. DC Motor And Control Problem Detection Using Vibration Analysis, Technical Associates of Charlotte, 1994.

<sup>22</sup> BUSCARELLO, Ralph. Soluciones prácticas a problemas de vibración y mantenimiento en maquinarias. Update international, inc. 1998.

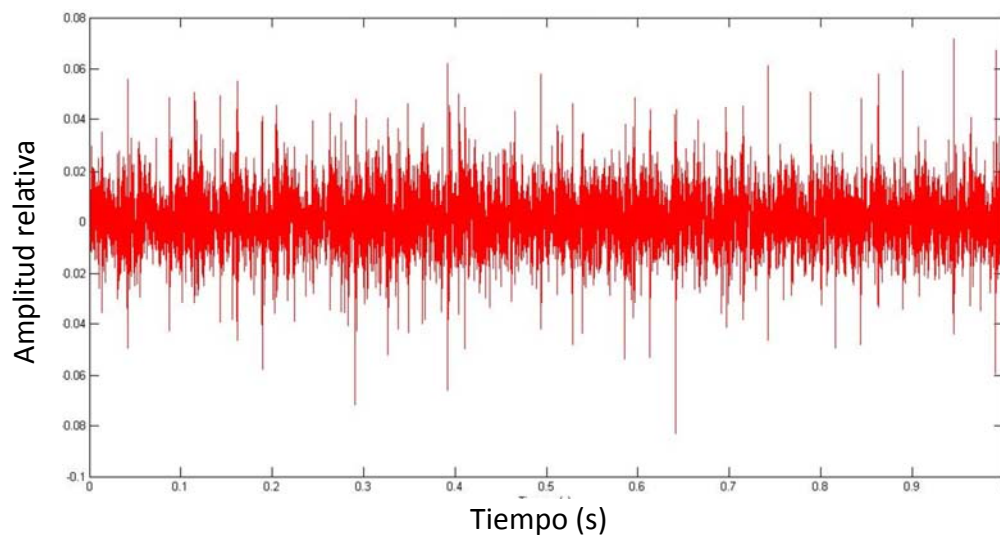
**Figura 24. Configuración del montaje para generar desbalance**



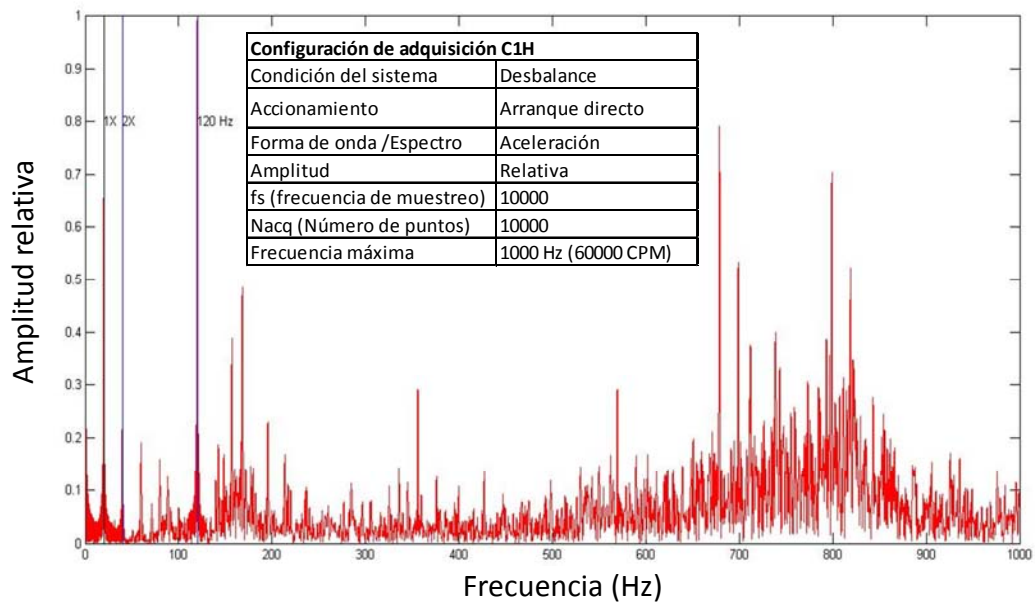
### **7.1.1 ADQUISICIÓN C1H VELOCIDAD CONSTANTE**

En la figura 25 y 26 muestra la forma de onda, el espectro de vibración y la configuración de adquisición para la condición de desbalance a velocidad constante, accionado por arranque directo.

**Figura 25. Forma de onda a velocidad constante lado chumacera en condición de desbalance**

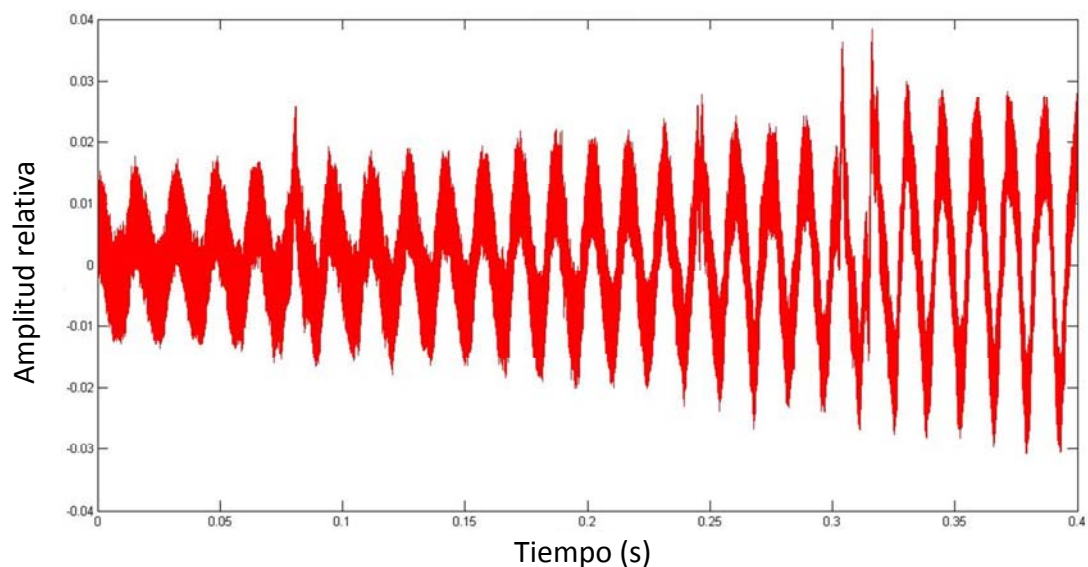


**Figura 26. Espectro de vibración a velocidad constante lado chumacera en condición de desbalance**

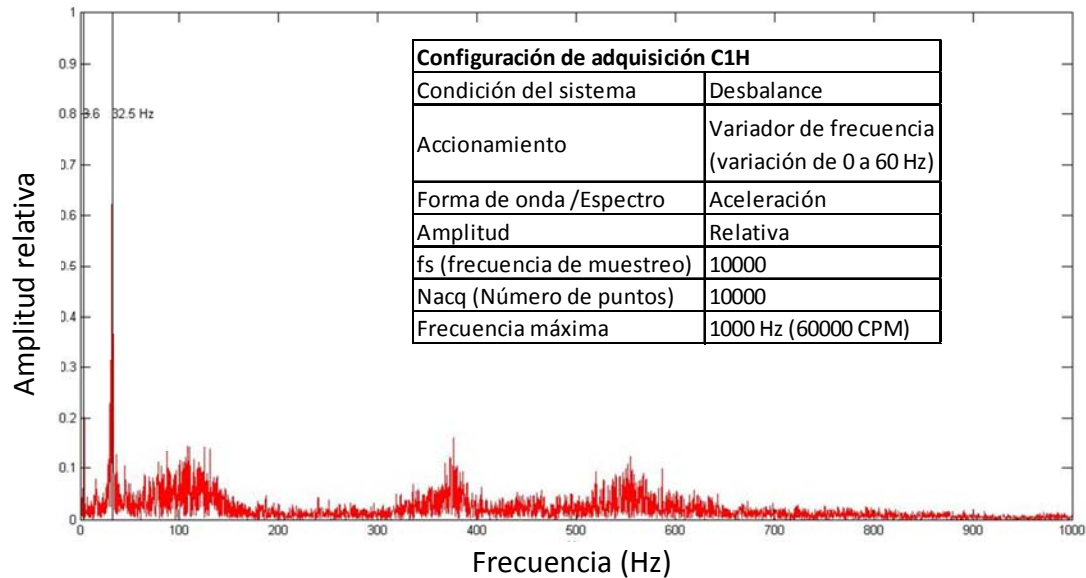


**7.1.2 Adquisición C1H velocidad variable.** En la figura 27 y 28 se muestra la forma de onda, el espectro de vibración y la configuración de adquisición para la condición de desbalance a velocidad variable, accionado por variador de frecuencia.

**Figura 27. Forma de onda a velocidad variable lado chumacera en condición de desbalance**



**Figura 28. Espectro de vibración a velocidad variable lado chumacera en condición de desbalance**



El espectro a velocidad constante, muestra claramente la frecuencia de giro del rotor, esta presenta un amplitud relativa 6 veces mayor a la capturada en las condiciones iniciales del sistema. La excentricidad de masa en el plato de aluminio genera una fuerza centrífuga de desbalance y en respuesta a ello un aumento de amplitud vibratoria la cual depende de la rigidez del sistema y la velocidad de rotación, la fuerza de desbalance se incrementara exponencialmente con el cuadrado de la velocidad. Es preciso anotar que previamente se verifico la concentricidad del eje puesto que de este presentar torcedura se manifestaría en el espectro a 1XRPM al igual que el desbalance. Claramente el sistema esta desbalanceado; la medición en la dirección horizontal es 40 % más alta a la vertical comparando la amplitud relativa a la 1X.

El espectro a velocidad variable muestra una frecuencia de 32.5 Hz que predomina, con una amplitud relativa similar a 1X obtenida a velocidad constante. En la derecha del espectro se observó una disminución del ruido, aunque esto depende del tiempo de aceleración que se tenga para el variador. Al realizar la adquisición, procesar y analizar 10 señales de vibración durante la variación de velocidad desde el accionamiento (desde 0 a 60 Hz para el variador de frecuencia) se evidenció que para cada espectro se presentaba una frecuencia diferente que predomina, estas aportan la mayor amplitud a la vibración global para cada caso. Esto último puede ser un buen indicador para diagnosticar condiciones de desbalance.



## 7.2 DESALINEACION

La desalineación angular se caracteriza por una vibración axial alta, tendrá una vibración alta tanto en 1X como en 2X RPM. Sin embargo, no es inusual que 1X, 2X ó 3X dominen. Una desalineación angular severa puede presentar muchas armónicas de 1X RPM, no cuentan con un piso de ruido elevado en los espectros.<sup>23</sup>

La desalineación paralela tiene características de vibración similares a la desalineación angular pero presenta una vibración radial alta. Frecuentemente 2X es mayor que 1X, pero su altura relativa a 1X la impone el tipo de acoplamiento. Cuando la desalineación angular o radial es severa, pueden generar picos de amplitud altos en armónicas mucho más altas (4X - 8X), o incluso toda una serie de armónicas de alta frecuencia similares en apariencia a la holgura mecánica.

Para la configuración del montaje de desalineación, se retiró un calzo de 0.145" (3.7 mm) ubicando en la base de la chumacera UCPX06-104, la razón de realizar tan severo desalineamiento es la característica de auto-centrante que posee el rodamiento. En la Figura 29 es evidente la desalineación paralela, pero al aflojar los anclajes también se desplazó horizontalmente la chumacera afectando la angularidad.

**Figura 29. Configuración montaje para generar desalineación**



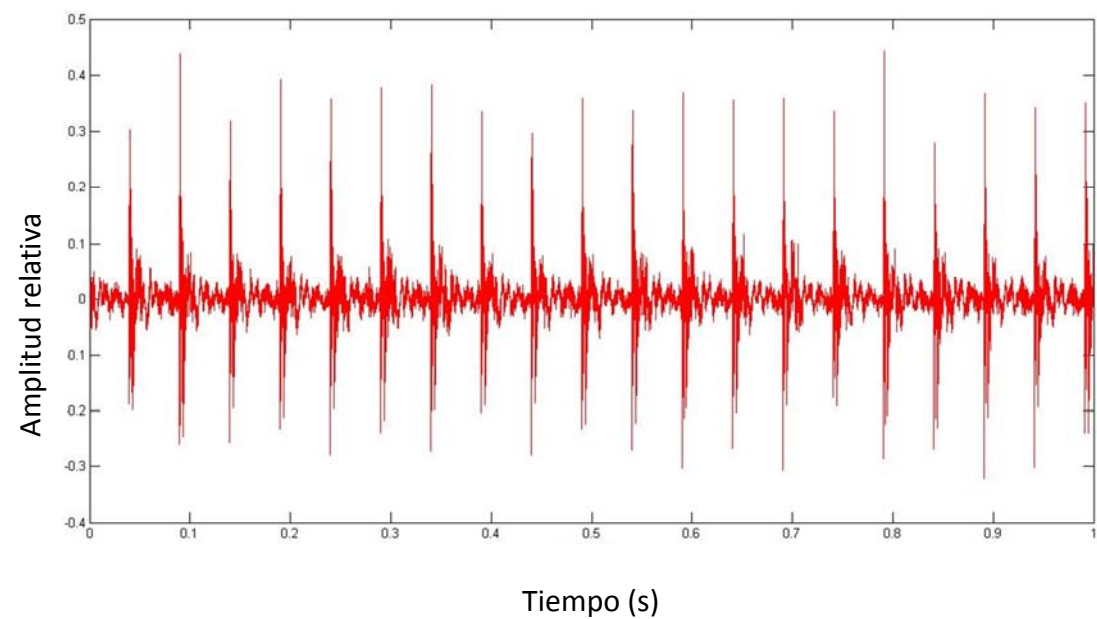
---

<sup>23</sup> BERRY, James. Vibration Diagnostic Chart. Technical Associates of Charlotte, P.C 2008.

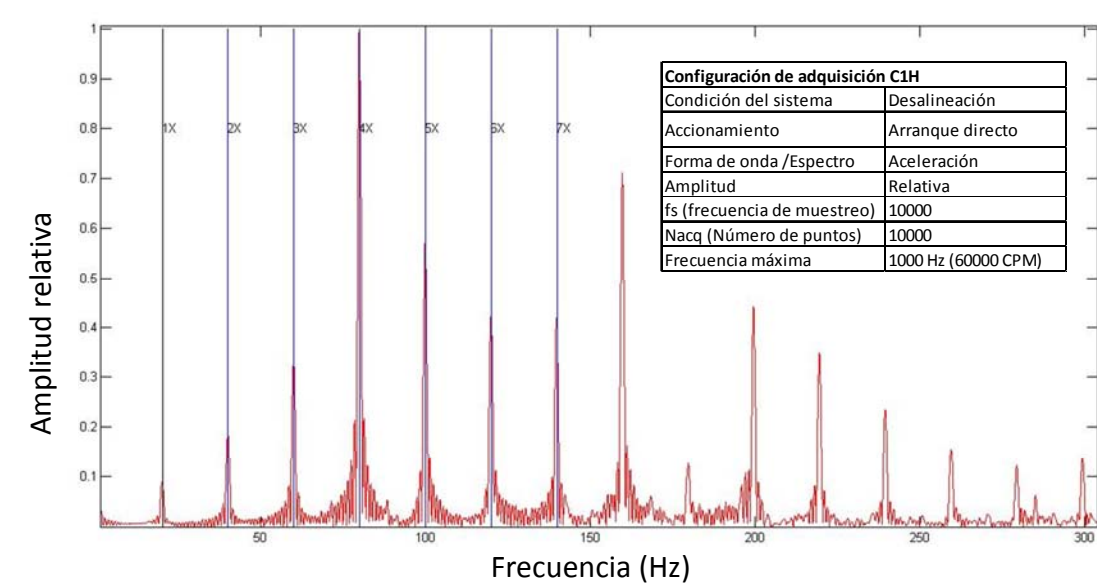


**7.2.1 Adquisición C1H velocidad constante.** En la figura 30 y 31 se muestra la forma de onda, el espectro de vibración, y la configuración de adquisición para la condición de desalineamiento a velocidad constante accionado por arranque directo.

**Figura 30. Forma de onda a velocidad constante lado chumacera en condición de desalineamiento.**



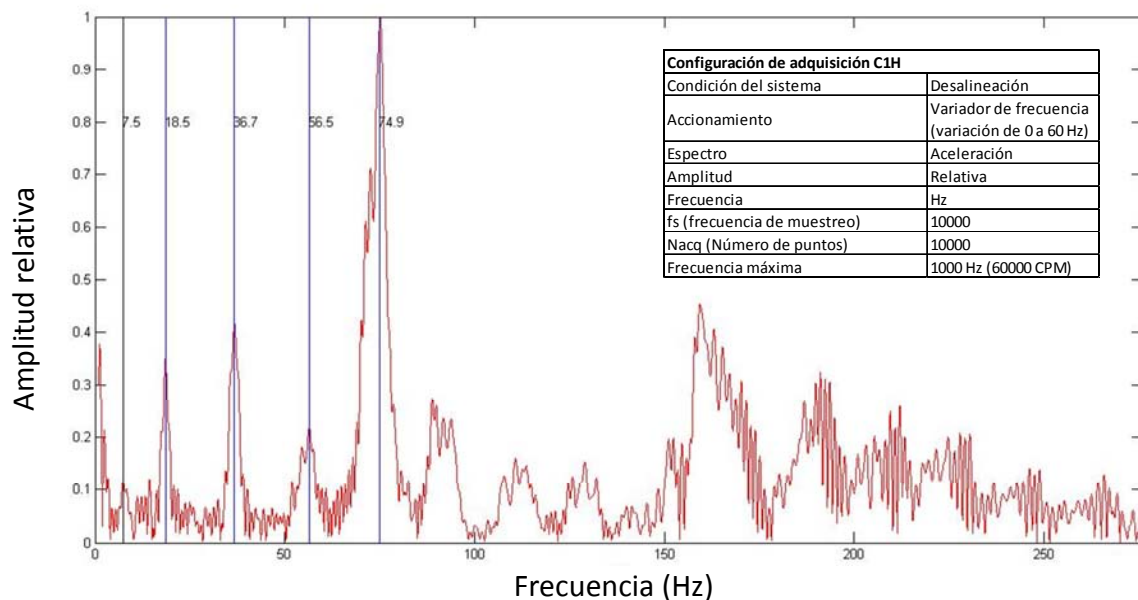
**Figura 31. Espectro de vibración a velocidad constante lado chumacera en condición de desalineamiento.**



En los espectros tomados a velocidad constante se evidencio claramente la severa desalineación del sistema, a pesar de que se afectó la angularidad y el paralelismo, este último es el dominante debido a la alta vibración en dirección radial. Los multiples armónicos de la frecuencia fundamental (1XRPM) no presentan piso de ruido algo que diferencia de un espectro típico de holgura mecánica. Las características de vibración asociadas con acoples flexibles desalineados son una medida de la capacidad del sistema acoplado para acomodarse al desalineamiento, en este caso el rodamiento se autocentra haciendo que el eje se incline en consecuencia por cada revolución cuatro de las seis extremidades del elastómero son mayormente cargadas, esto podría ser la razón de la alta amplitud de los múltiplos del 1X. Los espectros de la chumacera y el motor presentan similares características pero una mayor amplitud de vibración en el componente que se desalinee, esto debido a las características del acople.

**7.2.2 Adquisición C1H velocidad variable.** En la figura 32 se muestra el espectro de vibración y la configuración de adquisición para la condición de desalineamiento a velocidad variable accionado por variador de frecuencia.

**Figura 32. Espectro de vibración a velocidad variable lado chumacera en condición de desalineamiento.**



El espectro tomado a velocidad variable, muestra frecuencias con piso de ruido elevado, las componentes espectrales se dispersan debido a que se está ante un caso de vibraciones no-estacionarias. La frecuencia dominante en amplitud es

74.9 Hz (4494 CPM), la cual por muy cerca es el cuarto armónico de 18.5 Hz. Esto se asemeja a lo observado a velocidad constante donde la frecuencia 4XRPM dominaba en amplitud.

### 7.3 PROBLEMAS DE ACOUPLE - ELASTOMERO EN MAL ESTADO

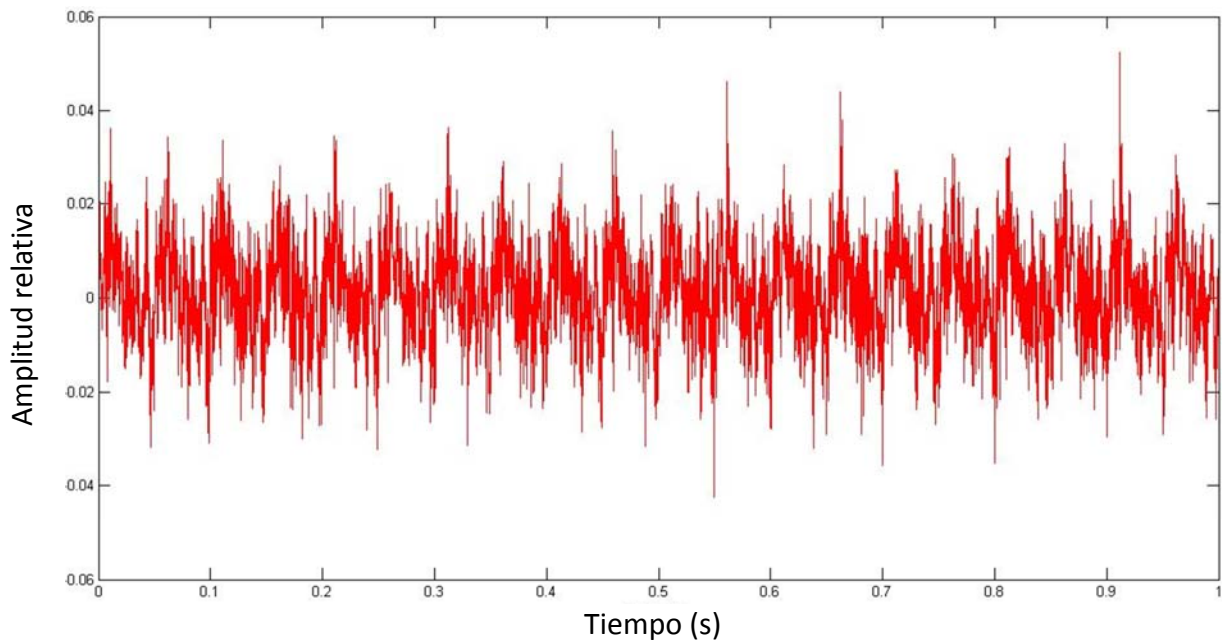
A menudo es difícil distinguir a partir de los espectros de vibración o el análisis de fase si el problema es falta de alineación o defecto en el acople. Cada uno de los muchos tipos de acoples tiene un efecto diferente en la respuesta de la máquina en la que está montado. Otros factores que afectan su respuesta incluyen separación entre ejes, diámetro del eje y tipo de rodamientos. Para el caso de acoples flexibles con elastómero en mal estado espectralmente aumenta la amplitud del 1X y aparecen 2X, 3X, 4X, dependiendo de la severidad del daño en el elemento flexible. Para simular esta condición del sistema se realizó corte en tres segmentos del elastómero L-100 (ver Figura 33).

**Figura 33. Configuración montaje elastómero de acople en mal estado**

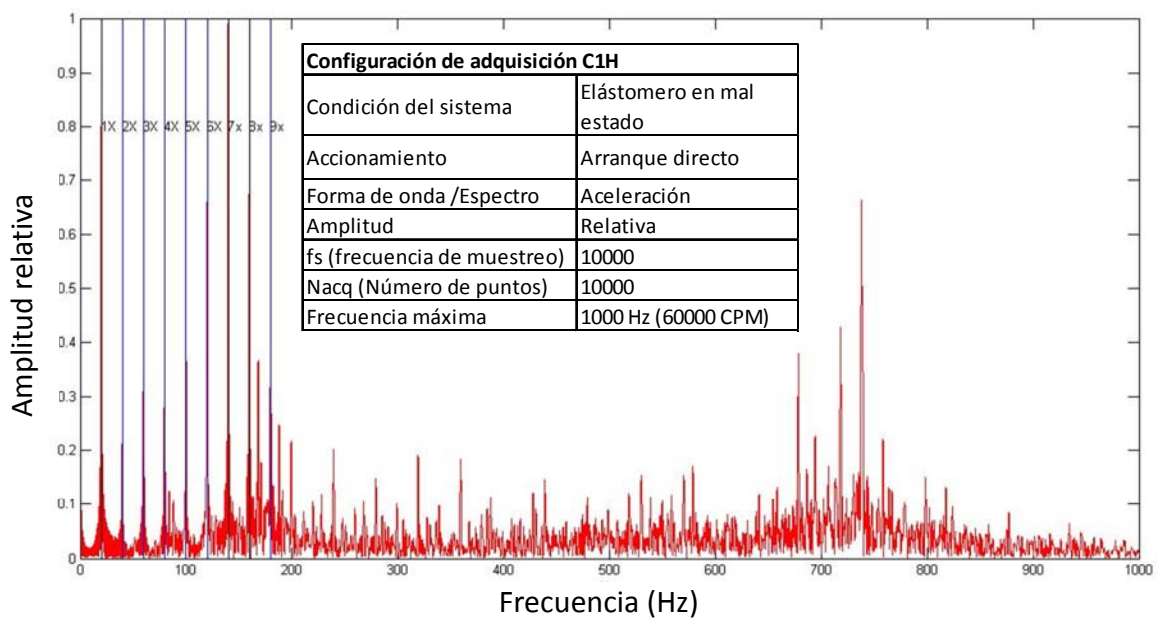


**7.3.1 Adquisición C1H velocidad constante.** En la figura 34 y 35 se muestra la forma de onda, el espectro de vibración y la configuración de adquisición para falla de elastómero en mal estado a velocidad constante accionado por arranque directo.

**Figura 34. Forma de onda a velocidad constante con elastómero en mal estado lado chumacera**

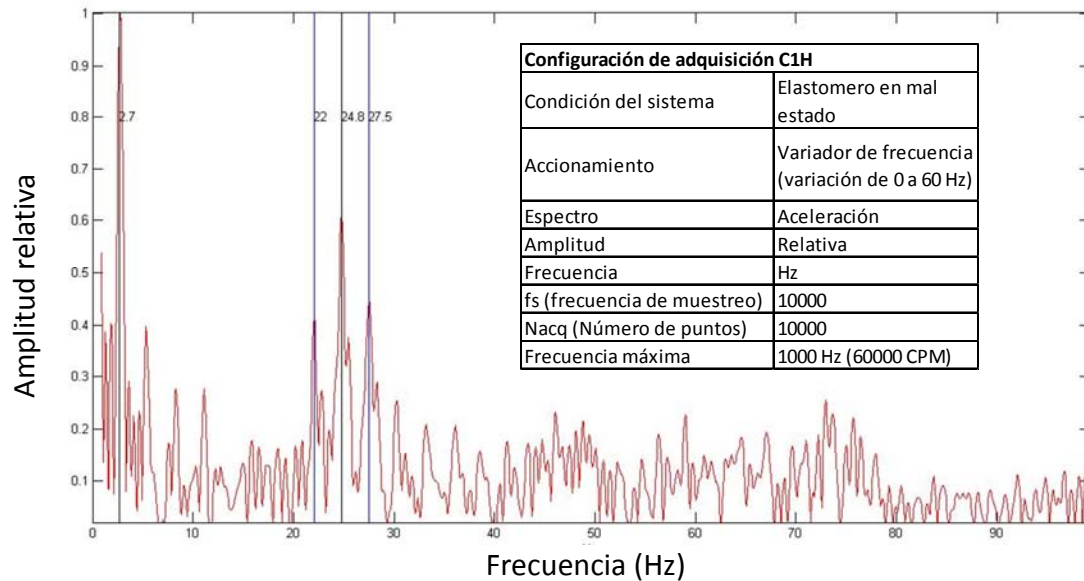


**Figura 35. Espectro de vibración a velocidad constante con elastómero en mal estado lado chumacera**



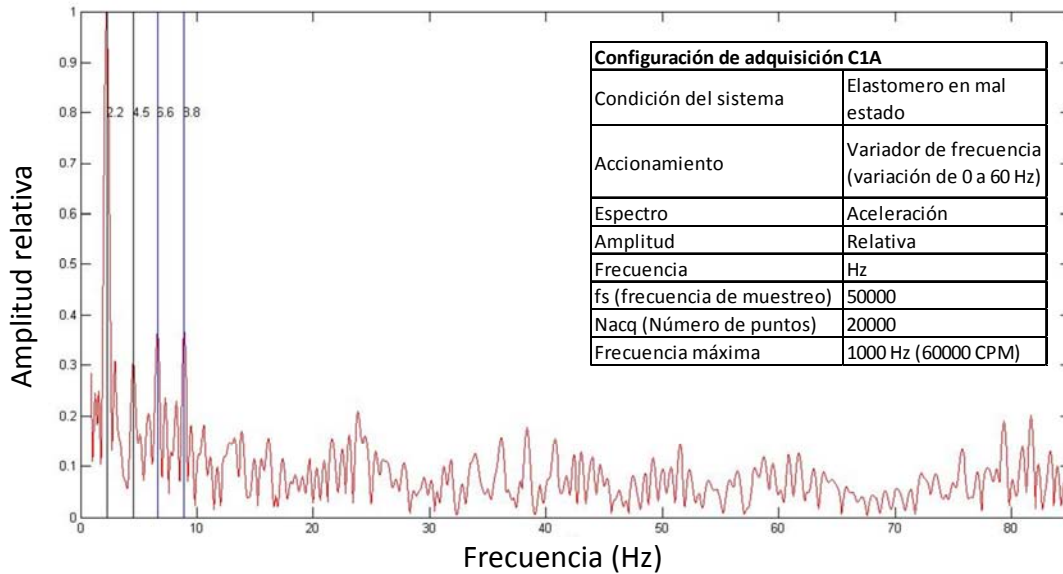
**7.3.2 Adquisición C1H velocidad variable.** En la figura 36 se muestra el espectro de vibración y la configuración de adquisición para falla de elastómero en mal estado a velocidad variable accionado por variador de frecuencia.

**Figura 36. Espectro de vibración a velocidad variable con elastómero en mal estado lado chumacera**



**7.3.3 Adquisición C1A velocidad variable.** En la figura 37 se muestra el espectro de vibración y la configuración de adquisición para falla de elastómero en mal estado a velocidad variable accionado por variador de frecuencia.

**Figura 37. Espectro de vibración a velocidad variable con elastómero en mal estado lado chumacera dirección axial.**



En el espectro de vibración a velocidad constante se observa un gran incremento en amplitud relativa de la frecuencia fundamental (1X) respecto a la condición inicial, con armónicos hasta el 9X. Hacia la derecha se observa el típico ruido espectral presente en la respuesta de este tipo de rodamientos. Es posible que también se presente desalineación del sistema rotodinámico debido a que el daño del elastómero hace que las extremidades de los cubos traten de encontrarse, y en respuesta a ello el rodamiento auto-centrante provoca que el eje se incline; esto puede asociarse con la alta amplitud de la frecuencia 1X. Aunque claro está que los dos ejes realmente no están desalineados, sino que esta condición es una consecuencia del severo daño en el acople.

El espectro de vibración a velocidad variable (acelerómetro dirección horizontal) muestra una frecuencia de 2.7 Hz que predomina, acompañada de armónicos; hacia la derecha se encuentra una frecuencia 24.8 Hz y a su alrededor bandas laterales de 2.7 Hz. Al realizar la adquisición, procesar, y analizar 10 señales de vibración durante la variación de velocidad desde el accionamiento (desde 0 a 60 Hz para el variador de frecuencia), se evidenció que para cada espectro se presentaba una frecuencia diferente que predomina en amplitud y acompañada de uno o dos armónicos. También fue observada una frecuencia con bandas laterales distanciadas por la frecuencia de mayor amplitud. El espectro a velocidad variable (acelerómetro dirección axial) presenta frecuencia 2.2 Hz de alta amplitud relativa acompañada de varios armónicos. Hacia la derecha del espectro se presentó una disminución del ruido.

Para la detección de problemas en acoples es recomendable evaluar en qué dirección podría presentarse la mayor vibración, esto de acuerdo al tipo de acople. En la mayoría de los casos de acoples flexibles la dirección horizontal muestra una respuesta más completa de lo que está sucediendo en el sistema. Al estimar una falla en un acople bajo una condición de velocidad variable, buscar la frecuencia de amplitud dominante (por lo regular la más cercana a 0 Hz) y sus posibles armónicos darán algo más de certeza al diagnóstico de estas fallas muy comunes en la industria.

## **7.4 EJE TORCIDO**

Un eje curvado o doblado puede generar una vibración excesiva en una máquina, dependiendo de la cantidad y la ubicación de la curva. La vibración axial es alta y generada por el movimiento de balanceo inducido por el eje doblado.<sup>24</sup> La vibración dominante normalmente está en 1X si el eje está doblado cerca al centro, el 2XRPM también puede aparecer, especialmente si está doblado cerca del acople.

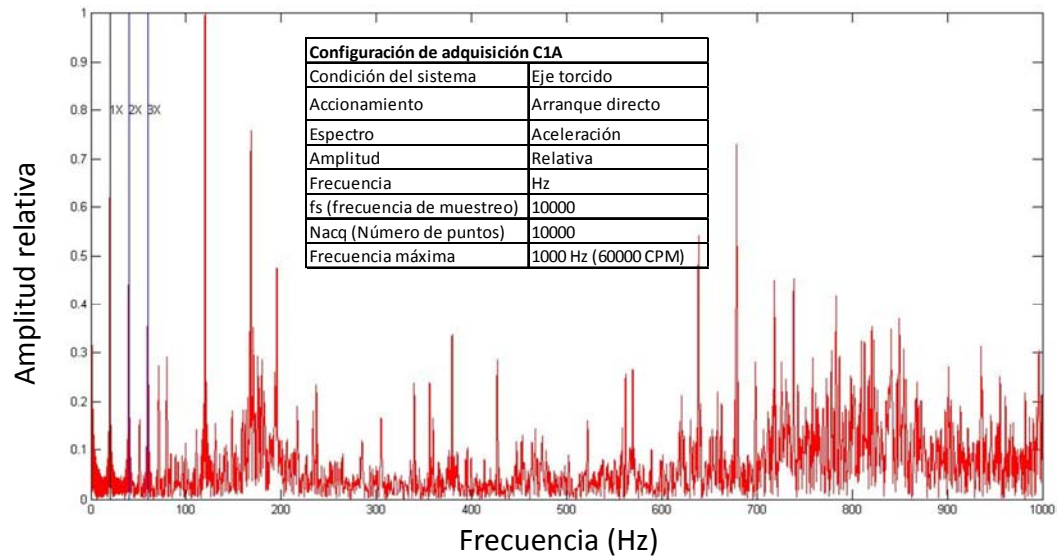
**7.4.1 Adquisición C1A velocidad constante.** En la figura 38 se muestra el espectro de vibración y la configuración de adquisición para falla de eje torcido a velocidad constante accionado por arranque directo. El eje fue doblado 0.016 plg en un extremo.

---

<sup>24</sup> A-MAQ. Tutorial de Vibraciones Para Mantenimiento Mecánico. [Consultado enero 15 de 2014] Disponible en internet: [www.a-maq.com](http://www.a-maq.com).

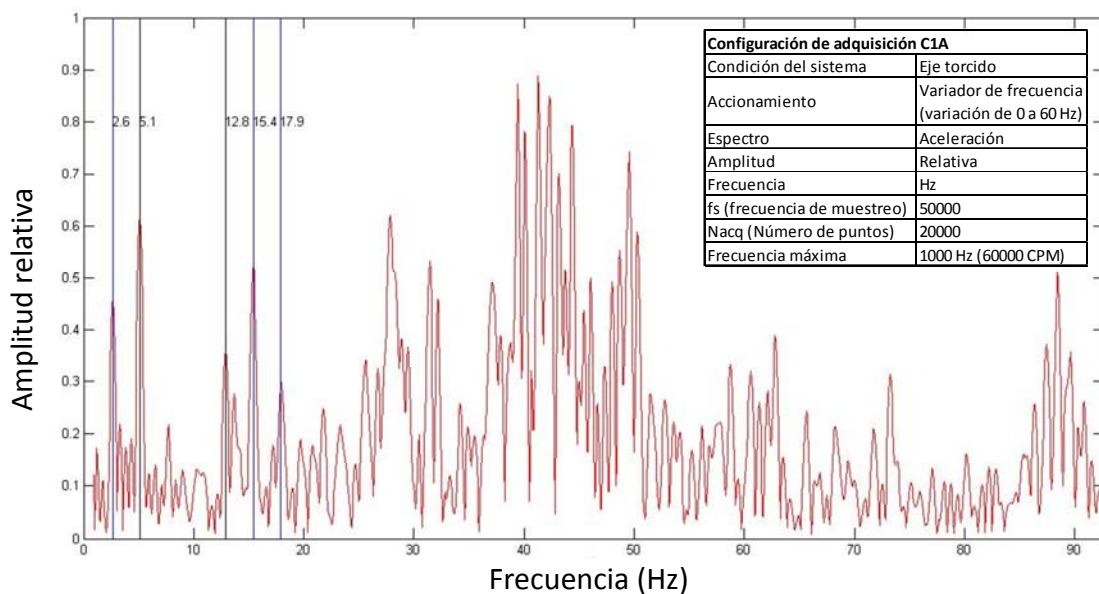


**Figura 38. Espectro de vibración a velocidad constante con falla de eje torcido lado chumacera**



**7.4.2 Adquisición C1A velocidad variable.** En la figura 39 se muestra el espectro de vibración y la configuración de adquisición para falla de eje torcido a velocidad variable accionado por variador de frecuencia. El eje fue doblado 0.016 plg en un extremo.

**Figura 39. Espectro de vibración a velocidad variable con falla de eje torcido lado chumacera**





En el espectro de vibración a velocidad constante se observa un gran incremento en amplitud relativa de 1x, 2x, 3x, la vibración en la dirección axial es 80 % más alta que en la horizontal para las frecuencias mencionadas. Esta vibración axial alta es generada por el movimiento de balanceo inducido por el eje doblado , la amplitud de las frecuencias 1x, 2x, 3x, se mantendrán estables hasta provocar un daño en el elastómero, solo en ese momento las amplitudes de las frecuencias mencionadas aumentaran. Al presentarse la torcedura muy cerca del acople la apariencia del espectro se asemeja al típico de desalineación.

El espectro de vibración a velocidad variable muestra una frecuencia de 2.6 Hz acompañada de un armónico; hacia la derecha se encuentra una frecuencia 15.4 Hz y a su alrededor bandas laterales de 2.6 Hz. En la dirección horizontal no se presentó tal disposición de frecuencias. Evidentemente es una condición compleja de diagnosticar pues espectralmente presenta semejanzas a problemas de desbalance y acoples defectuosos, pero un eje torcido se manifiesta aún mas en la dirección axial. El seguimiento a las bajas frecuencias y sus posibles armónicos o aportes en bandas laterales pueden ser de gran ayuda para un analista cuando varía la velocidad del sistema.

## 7.5 FALLAS EN RODAMIENTO UC207-20

A través de los años se han desarrollado una serie de fórmulas que pueden ayudar a detectar los defectos específicos de los rodamientos. Se basan en la geometría del rodamiento, el número de elementos de rodadura, y la velocidad de rotación, como se muestra a continuación (según Technical Associates of Charlotte en *Vibration Diagnostic Chart* [23]):

$$BPFI = \frac{Nb}{2} \left( 1 + \frac{Bd}{Pd} * \cos \theta \right) * RPM \quad (4.1)$$

$$BPFO = \frac{Nb}{2} \left( 1 - \frac{Bd}{Pd} * \cos \theta \right) * RPM \quad (4.2)$$

$$BSF = \frac{Pd}{2 * Bd} \left( 1 - \left( \frac{Bd}{Pd} \right)^2 * (\cos \theta)^2 \right) * RPM \quad (4.3)$$

$$FTF = \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{Bd}{Pd} * \cos \theta \right) * RPM \quad (4.4)$$

**Dónde:**

BPFI= Frecuencia de la pista interna

BPFO= Frecuencia de la pista externa

BSF= Frecuencia de giro de bola/rodillo

FTF= Frecuencia fundamental de la jaula

Nb=Numero de bolas/rodillos  
Bd=Diametro de bolas/rodillos(plg o mm)  
 $\Theta$ =Angulo de contacto (grados).

**7.5.1 Frecuencias naturales de los componentes del rodamiento.** Las frecuencias naturales de los componentes de un rodamiento instalado van desde aproximadamente 500 hasta 2000 Hz. Al igual que todos los componentes de la máquina, estos componentes resuenan a estas frecuencias naturales cuando son impactados.<sup>25</sup> En el caso de los rodamientos los impactos de los elementos rodantes golpean los defectos en los caminos de rodadura excitando sus frecuencias naturales. Eventualmente cuando el desgaste progresa, mas frecuencias entorno a estas resonancias aparecen, muchas de las cuales serán bandas laterales a 1X alrededor de estas frecuencias naturales (a menudo estos picos de modulación estarán espaciados a las frecuencias de falla en lugar de estar a 1x). Un punto importante sobre estas frecuencias naturales de los componentes del rodamiento es el hecho de que son independientes de la velocidad de giro. El detectar frecuencias naturales excitadas por los defectos en un rodamiento, pueden llegar a ser una buena herramienta para diagnosticar problemas en rodamientos en equipos de velocidad variable. Para esto es necesario realizar un historial de vibraciones con espectros de frecuencia máxima por encima de 1500-2000 Hz.

**7.5.2 Falla pista externa.** Esta falla fue realizada evitando alterar el estado de los otros elementos del rodamiento. La finalidad de la falla es que se genere un impulso en la forma de onda cada instante en el que un elemento rodante pase e impacte por el defecto.

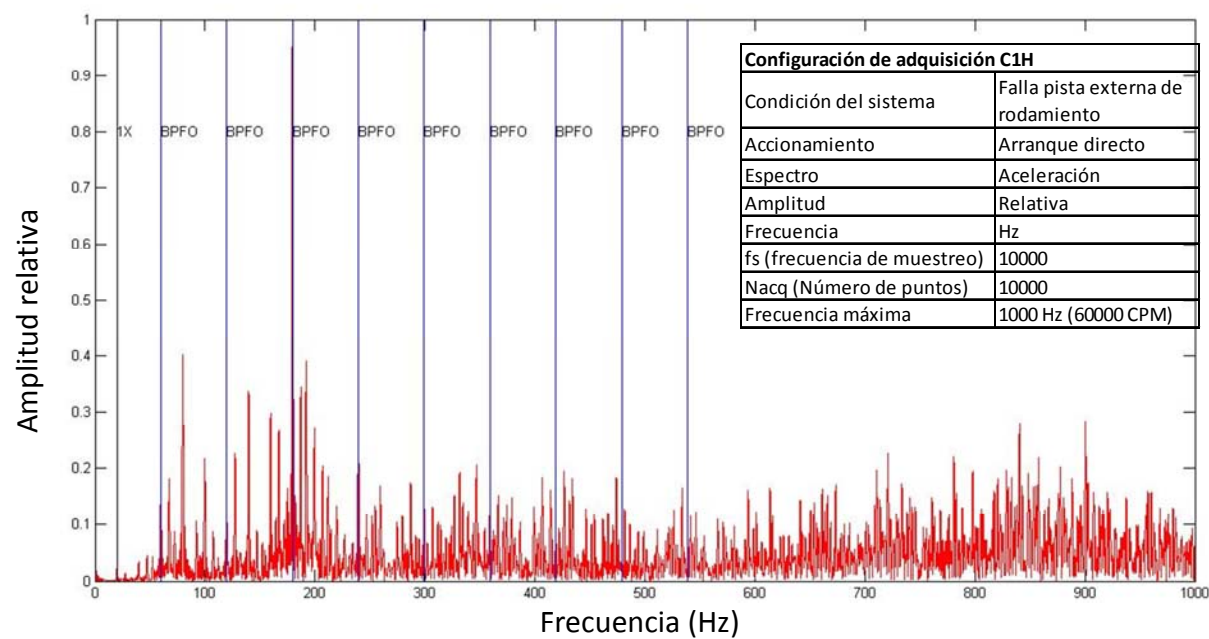
**BPFO = 59.86 Hz (3591.6 CPM)**

En la figura 40 se muestra el espectro de vibración y la configuración de adquisición para falla pista externa rodamiento UC207-20 a velocidad constante (adquisición C1H).

---

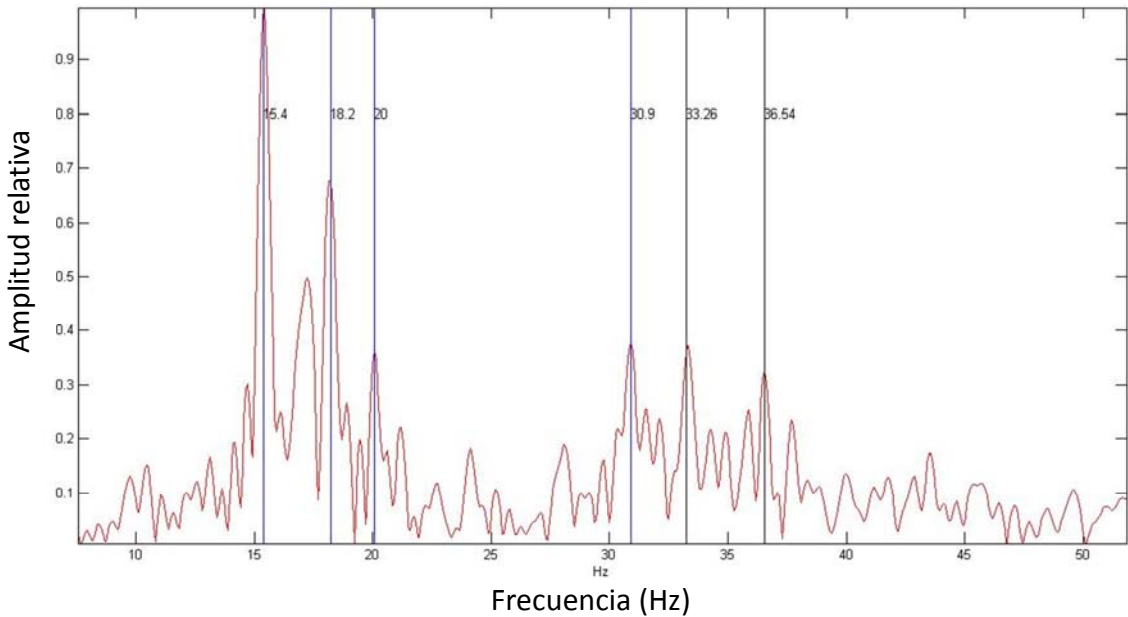
<sup>25</sup> TECHNICAL ASSOCIATES OF CHARLOTTE. Análisis de vibraciones I. Cali, 2013.

**Figura 40. Espectro de vibración a velocidad constante con falla pista externa de rodamiento**



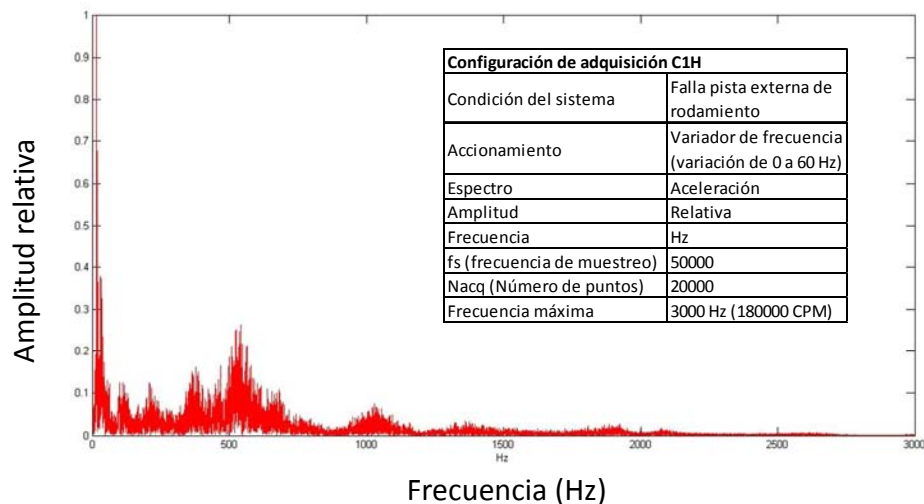
En la figura 41 se muestra el espectro de vibración y la configuración de adquisición para falla pista externa rodamiento UC207-20 a velocidad variable (adquisición C1H).

**Figura 41. Espectro de vibración a velocidad variable con falla pista externa de rodamiento**



Configuración de adquisición C1H	
Condición del sistema	Falla pista externa de rodamiento
Accionamiento	Variador de frecuencia (variación de 0 a 60 Hz)
Espectro	Aceleración
Amplitud	Relativa
Frecuencia	Hz
fs (frecuencia de muestreo)	50000
Nacq (Número de puntos)	20000
Frecuencia máxima	1000 Hz (60000 CPM)

**Figura 42. Espectro de vibración con frecuencia máxima de 3000 Hz a velocidad variable con falla pista externa de rodamiento**



En el espectro de vibración a velocidad constante muestra claramente frecuencias de falla pista externa (BPFO) esto debido a la severidad de los defectos ocasionados sobre la pista. No se encontraron bandas laterales del 1X alrededor de las frecuencias BPFO, de estar presentes el problema podría ser tan grave como para impedir el movimiento del eje. En la derecha del espectro se nota un ruido un poco mas disperso.(ver figura 42)

En el espectro de vibración a velocidad variable no muestra ninguna relación de frecuencias, los picos presentes están muy dispersos y de baja magnitud respecto a lo adquirido a velocidad constante. Después de adquirir varios espectros no fue posible identificar una frecuencia que estuviera presente en todas las señales, esto para relacionar con la frecuencia natural de la pista externa, ya que esta no

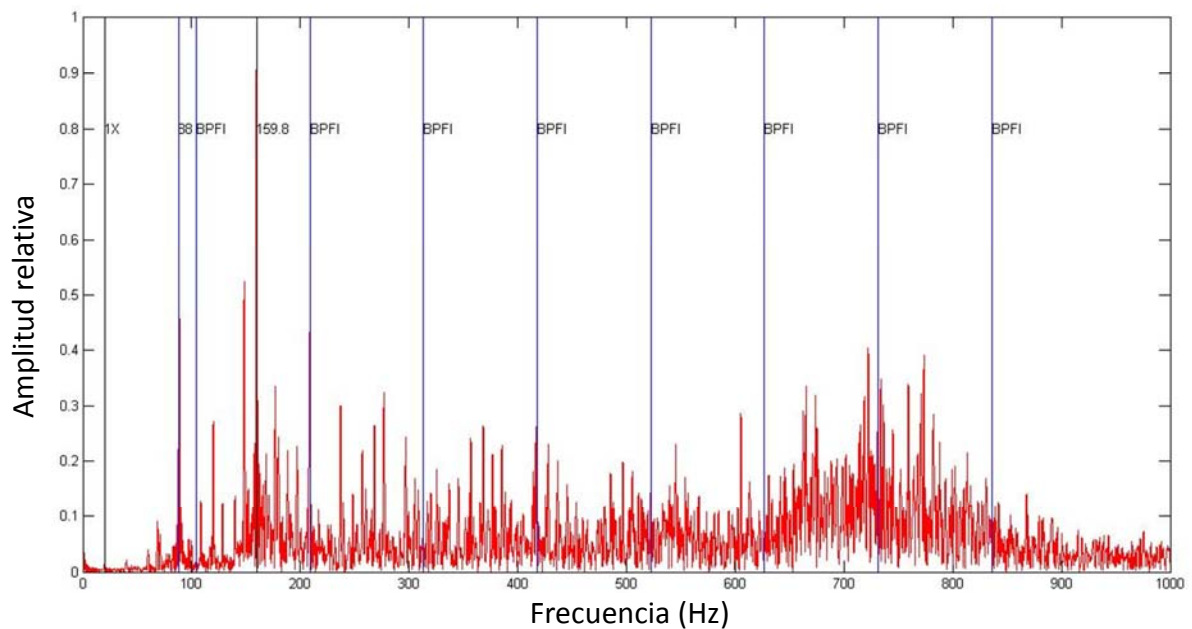
se relaciona con la velocidad de giro del equipo, es una buena herramienta para analizar bajo condiciones de velocidad variable.

**7.5.3 Falla pista interna.** Esta falla fue realizada evitando alterar el estado de los otros elementos del rodamiento. El rodamiento fue lubricado nuevamente, puesto que en ocasiones una lubricación insuficiente puede provocar las frecuencias de falla por el contacto metal-metal.

**BPMI = 104.5 Hz**

En la figura 43 se muestra el espectro de vibración la configuración de adquisición para falla pista interna rodamiento UC207-20 a velocidad constante (adquisición C1H).

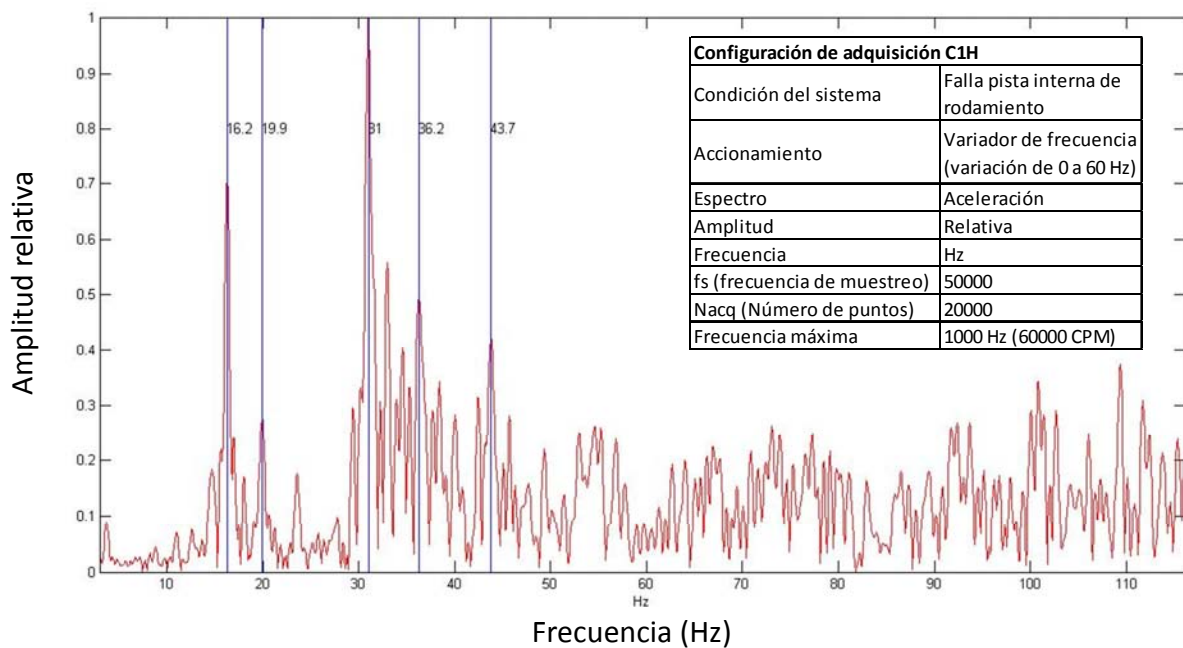
**Figura 43. Espectro de vibración a velocidad constante con falla pista interna de rodamiento**



Configuración de adquisición C1H	
Condición del sistema	Falla pista interna de rodamiento
Accionamiento	Arranque directo
Espectro	Aceleración
Amplitud	Relativa
Frecuencia	Hz
fs (frecuencia de muestreo)	10000
Nacq (Número de puntos)	10000
Frecuencia máxima	1000 Hz (60000 CPM)

En la figura 44 se muestra el espectro de vibración la configuración de adquisición para falla pista interna rodamiento UC207-20 a velocidad variable (adquisición C1H).

**Figura 44. Espectro de vibración a velocidad variable con falla pista interna de rodamiento**



En el espectro de vibración a velocidad constante muestra claramente frecuencias de falla de pista interna (BPFI). Se ven claramente debido a la severidad de los defectos ocasionados sobre la pista. Se encontraron bandas laterales del 1X alrededor de frecuencias BPFI, lo cual es muy típico de este tipo de falla en rodamientos. Esto se debe a que la amplitud de estas fallas está siendo modulada a una tasa de 1 vez por revolución. En la derecha del espectro se nota un ruido con algo más de energía que en las condiciones iniciales.

El espectro de vibración a velocidad variable no muestra ninguna relación de frecuencias. Los picos presentes están muy dispersos. Después de adquirir varios espectros no fue posible identificar la frecuencia natural, que normalmente es excitada por los defectos presentes en los rodamientos.

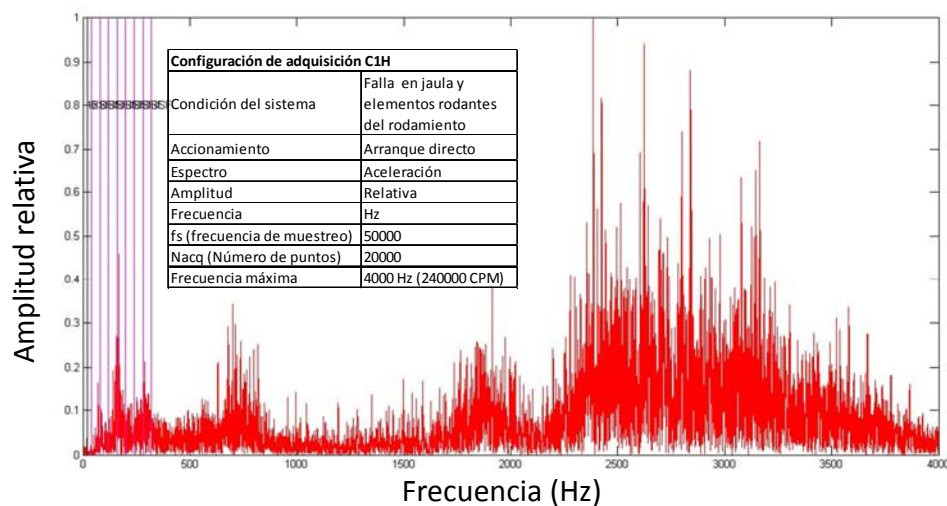
**7.5.4 Falla en jaula.** A pesar de que los problemas de rodamientos se manifiestan, generalmente, a alta frecuencia, las frecuencias de falla de jaula siempre serán subsíncronicas (frecuencias menores a 1XRPM). Sin embargo, la frecuencia de jaula no aparecerá normalmente en su frecuencia fundamental, en su lugar lo más usual es que aparezca como una banda lateral alrededor de la frecuencia BSF.

La aparición de una frecuencia BSF no siempre significa que necesariamente exista un defecto en los elementos rodantes. También podría ser una respuesta a una jaula con un remache roto y que las bolas están empujando fuerte contra ella.<sup>26</sup> Se indujeron defectos en la jaula y en tres elementos rodantes.

**FTF=6.72 Hz**  
**BSF=40.02 Hz**

En la figura 44 se muestra el espectro de vibración la configuración de adquisición para falla en jaula y elementos rodantes del rodamiento UC207-20 a velocidad constante (adquisición C1H).

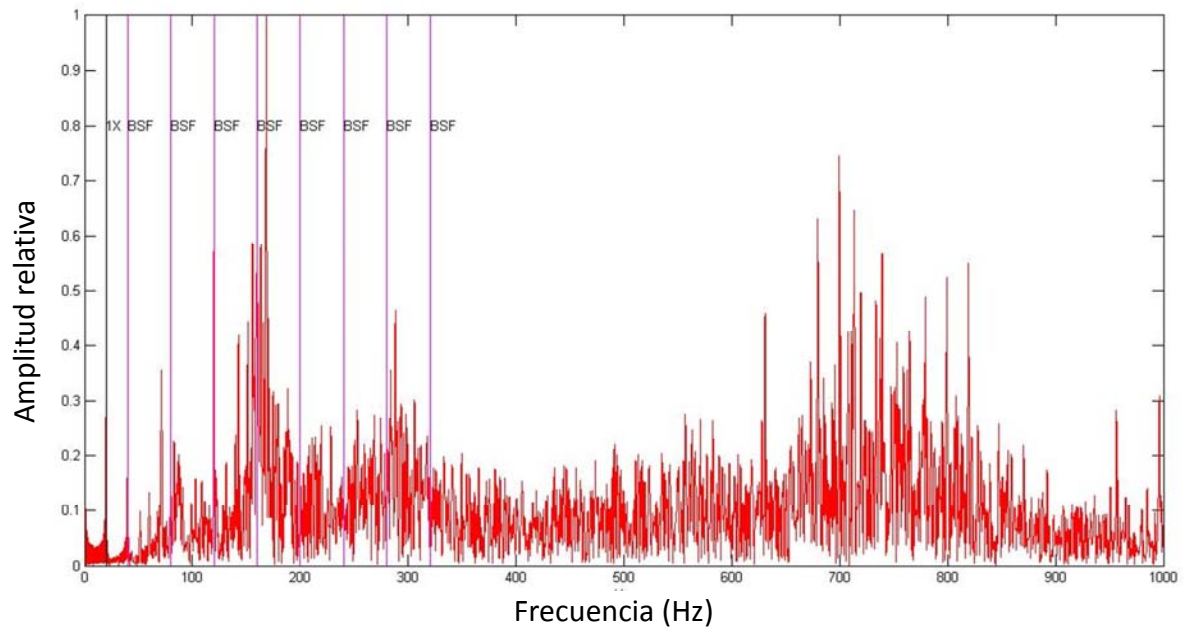
**Figura 45. Espectro de vibración a velocidad constante con falla en jaula y elementos rodantes del rodamiento**



<sup>26</sup> COLLACOTT, Ralph Albert. Vibration Monitoring and Diagnostic, G Godwin.2005.

En la figura 46 se muestra el espectro de vibración y la configuración de adquisición para falla en jaula y elementos rodantes del rodamiento UC207-20 a velocidad constante (adquisición C1H).

**Figura 46. Espectro de vibración con frecuencia máxima de 1000 Hz a velocidad constante con falla en jaula y elementos rodantes. Frecuencias BSF**

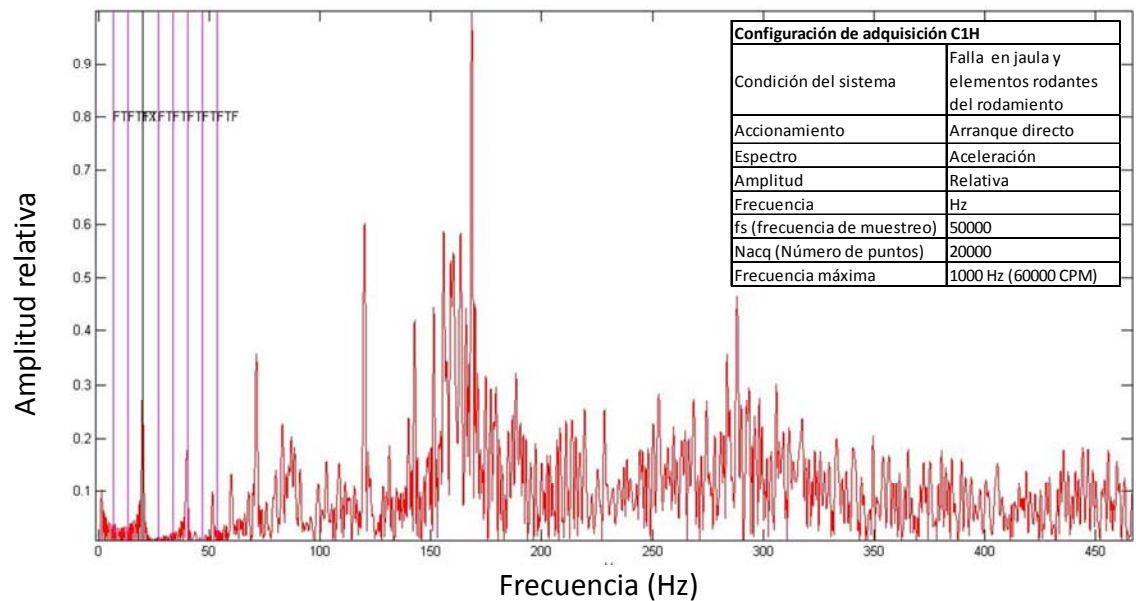


Configuración de adquisición C1H	
Condición del sistema	Falla en jaula y elementos rodantes del rodamiento
Accionamiento	Arranque directo
Espectro	Aceleración
Amplitud	Relativa
Frecuencia	Hz
fs (frecuencia de muestreo)	50000
Nacq (Número de puntos)	20000
Frecuencia máxima	1000 Hz (60000 CPM)

En la figura 47 se muestra el espectro de vibración y la configuración de adquisición para falla en jaula y elementos rodantes del rodamiento UC207-20 a velocidad constante (adquisición C1H).

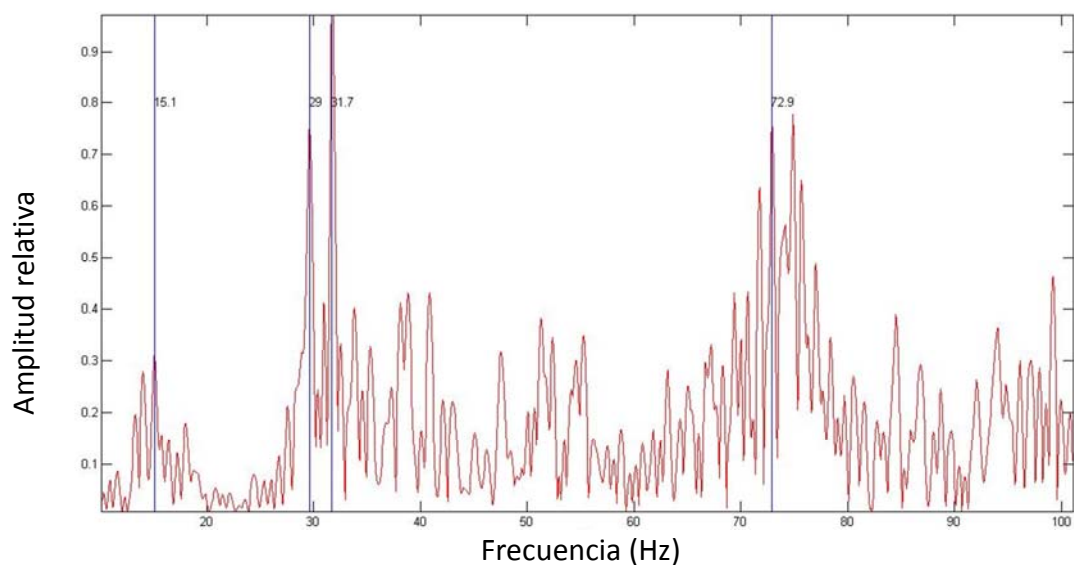


**Figura 47. Espectro de vibración a velocidad constante con falla en jaula y elementos rodantes. Frecuencias FTF**



En la figura 48 se muestra el espectro de vibración y la configuración de adquisición para falla en jaula y elementos rodantes del rodamiento UC207-20 a velocidad variable (adquisición C1H).

**Figura 48. Espectro de vibración a velocidad variable con falla en jaula y elementos rodantes.**



Configuración de adquisición C1H	
Condición del sistema	Falla en jaula y elementos rodantes del rodamiento
Accionamiento	Arranque directo
Espectro	Aceleración
Amplitud	Relativa
Frecuencia	Hz
fs (frecuencia de muestreo)	50000
Nacq (Número de puntos)	20000
Frecuencia máxima	1000 Hz (60000 CPM)

El espectro de vibración a velocidad constante muestra claramente frecuencias de falla de los elementos rodantes (BSF). También se encontraron bandas laterales del FTF alrededor de frecuencias 3XBSF, lo cual indica que en tres bolas de las nueve que posee el rodamiento están en mal estado. El espectro de vibración a velocidad variable no muestra ninguna relación de frecuencias. Los picos presentes están muy dispersos. Aunque las frecuencias de falla en rodamientos en el cálculo están relacionadas con la velocidad de rotación, estas son asincrónicas (no múltiplos de la frecuencia fundamental) lo cual hace aún mas difícil encontrar una relación de frecuencias para la detección de problemas en rodamientos, caso contrario para problemas de desbalance, desalineación y holguras donde la señal se relaciona directamente con la velocidad de rotación.

## 8 CASOS DE APLICACIÓN: EQUIPOS ROTO-DINAMICOS CON VELOCIDAD VARIABLE

### 8.1 ORDER TRACKING

Es una herramienta para el análisis de vibración en equipos de rotación variable, *Order tracking* (seguimiento de órdenes) sincroniza el muestreo de las señales de entrada a la posición angular instantánea del eje de la máquina usando una técnica de re-muestreo.<sup>27</sup> Sincronizar la velocidad durante la adquisición tienen vital importancia. Esta prueba permite una mayor resolución de los datos espectrales, que es útil para separar picos estrechamente espaciados.

Los datos resultantes se relacionan con el impulso de referencia y se muestra en la variación de órdenes.<sup>28</sup> Las frecuencias que varían con la velocidad de giro no se verán manchadas en los datos. Sin embargo, las frecuencias que no varían con la velocidad de giro, como la frecuencia de línea eléctrica, en algunos casos no se podrán visualizar claramente.

### 8.2 CONDUCTOR DE CAÑA DE INGENIO AZUCARERO

Un conductor de este tipo es el encargado de transportar la caña hasta los equipos de preparación como lo son picadoras y desfibradoras. En este caso la transmisión del conductor la compone un motor eléctrico de 35 Hp a 1770 rpm y un reductor de 40 Hp de potencia efectiva acoplados por un *Falk grid coupling* (acople de rejillas). Al ser este un equipo de alimentación se debe controlar según los requerimientos del proceso, por lo tanto continuamente varia su velocidad. Estos equipos son inspeccionados con una frecuencia de 15 días por el grupo de mantenimiento predictivo de la fábrica; haciendo uso de un analizador de vibraciones CSI 2130.

El día 28 de septiembre 2013, un día después de un mantenimiento efectuado al conductor de caña en el cual se requirió levantar el motor eléctrico, fue detectado un aumento en la amplitud de la tendencia vibratoria. La frecuencia dominante en amplitud es 23 Hz (1380 CPM) acompañada de un armónico (ver figura 49). El espectro del motor muestra semejanzas a el caso del capítulo 4.2 donde se

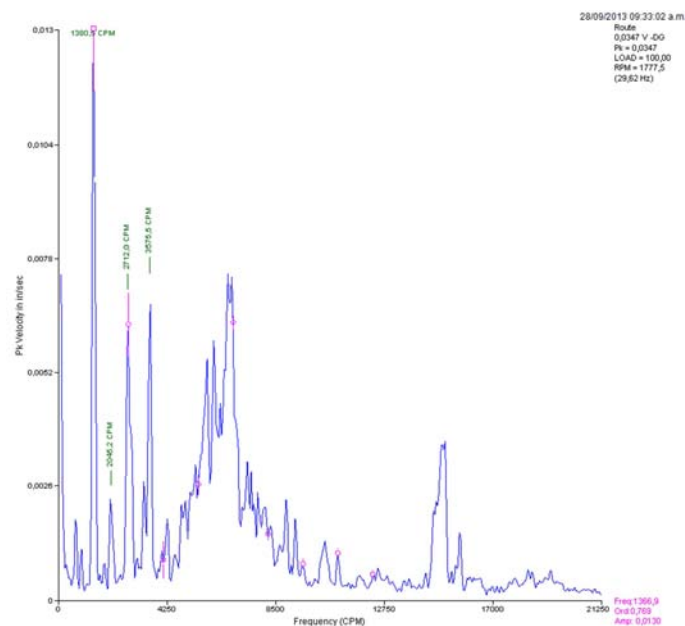
---

<sup>27</sup> EMERSON PROCESS. Manual de usuario equipo CSI 2130 *Machinery Health Analyzer* (Analizador de vibraciones), 2009.

<sup>28</sup> BRANDT ANDERS, *et alii*, LAGÖ THOMAS, KJELL AHLIN, JIRI TUMA. Main Principles and Limitations of Current Order Tracking Methods .Dynamic measurement solutions, 2006.

estudió la falla de desalineación, en este se asocia que bajo condiciones de velocidad variable se presentarían armónicos de una frecuencia que deberá ser determinada por el analista. Otra condición a favor del diagnóstico de desalineación es que la mayor amplitud se presenta en la dirección radial descartando una falla de eje torcido. Este análisis fue suficiente para solicitar la alineación del equipo. En el siguiente paro de fábrica se realizó la corrección siendo necesario calzar 0.125 plg en el anclaje del lado del ventilador y 0.090 plg en el anclaje del lado del acople, además de la corrección en dirección horizontal.

**Figura 49. Espectro de vibración motor conductor de caña**



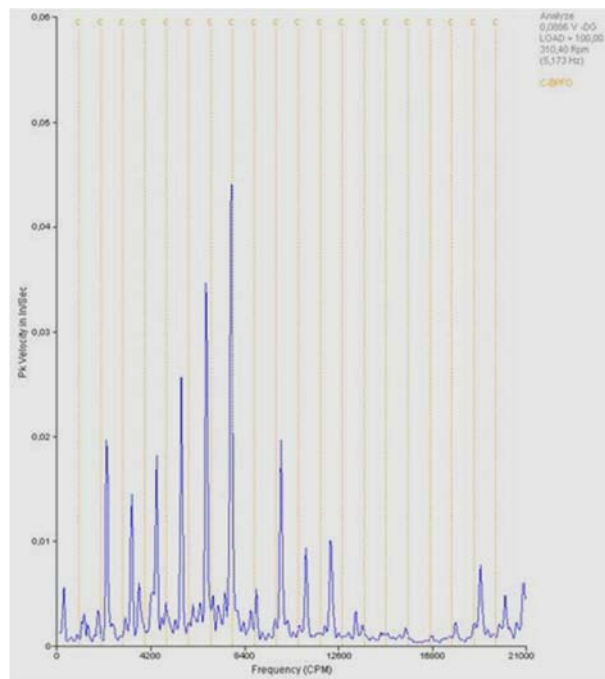
### 8.3 MOTOR DE MOLINO DE CAÑA DE UN INGENIO AZUCARERO

El motor eléctrico de 1000 Hp a 600 rpm se encarga de transmitir potencia para un molino de caña. La alimentación es monitorizada desde un *chute* (tolva) ubicado sobre las mazas del molino. Este control hace que aumente o disminuya la velocidad del motor dependiendo del nivel del *chute*.

Este equipo es inspeccionado con una frecuencia de 8 días por el grupo de mantenimiento predictivo de la fábrica; haciendo uso de un analizador de vibraciones CSI 2130 y su herramienta order tracking. Durante el mes de marzo de 2013 se evidenció un aumento de la amplitud vibratoria en los gráficos de tendencia. Aunque espectralmente no era posible identificar cambios puesto que la

variación de velocidad y carga en este equipo es bastante alta, y como se concluyó en el capítulo 4.5 bajo las condiciones mencionadas no es posible determinar la presencia de frecuencias de falla pertenecientes a los elementos del rodamiento. Por esto fue necesario realizar varias adquisiciones usando *order tracking*, y se detectaron frecuencias de falla en pista externa e interna. La amplitud de las primeras era más alta para ambos rodamientos. Se tomó la decisión de programar el mantenimiento del motor. La figura 50 muestra el espectro tomado con el acelerómetro en dirección horizontal lado acople.

**Figura 50. Espectro de velocidad motor molino – lado acople**



El mantenimiento del motor se realizó el día 18 de abril, encontrándose presencia de *fluting* (daño por flujo de corriente eléctrica) en ambas pistas de los rodamientos, y en el caso de la pista externa del rodamiento lado acople una evolución de fatiga en la rodadura. La raíz del problema fue el mal estado de la conexión a tierra del motor. La figura 50 muestra la pista externa del rodamiento lado acople del motor.

**Figura 50. Pista externa rodamiento lado acople, presencia de fluting y fatiga**



## 9 CONCLUSIONES

En este trabajo fue analizado el efecto del variador de frecuencia usado para el accionamiento de un motor eléctrico sobre el espectro de vibración. El espectro presenta una frecuencia determinada por el funcionamiento del variador la cual no cambia al aumentar o disminuir la velocidad de operación; esta frecuencia es posible encontrar entre los 1600 – 3166 Hz, acompañada de bandas laterales, las cuales varían de acuerdo a la tasa de aceleración o desaceleración configurada en el variador de frecuencia. Esta señal de vibración adicional proviene de la electrónica que genera el voltaje sinusoidal (convertor digital-análogo) al no ser capaz de generar una señal armónica (sinusoide perfecta).

Fue posible, bajo condiciones mecánicas conocidas, comparar un espectro a velocidad de operación constante y variable. Demostrando que al adquirir una señal de vibración en un estado transiente, se refleja la dispersión de picos y se presenta un exceso de ruido, haciendo complejo determinar el origen de las diferentes frecuencias presentes en el espectro.

Fue posible demostrar que bajo condiciones estables, las tablas de diagnóstico de fallas mediante el análisis espectral resultan ser de gran ayuda porque presentan gran semejanza a la respuesta típica de un sistema bajo las diferentes condiciones de fallas del equipo roto-dinámico expuestas en este trabajo. Bajo velocidad variable y para casos donde las fallas se representan con frecuencias directamente dependientes de la velocidad de giro (frecuencias sincrónicas), como el caso de desbalance, desalineación, y holguras, es posible relacionar en algunos casos los espectros típicos presentes en las tablas anteriormente mencionadas. Estos casos resultan ser muy comunes cuando la severidad de la falla es alta y bajas tasas de aceleración en la operación del sistema roto dinámico.

En condiciones de tasas de aceleración altas, se presenta mayor dificultad en el análisis espectral puesto que los picos se dispersan aún mas. Se mostró en este trabajo que al realizar un análisis de la zona más a la izquierda del espectro, se encuentran coincidencias espectrales que permiten la determinación de la falla presente en el sistema. Esto para problemas relacionados con frecuencias sincrónicas. En la detección de fallas en rodamientos, donde se relacionan frecuencias asincrónicas, el análisis no es fácil por la dispersión y el desconocimiento de la velocidad de giro para el respectivo cálculo de las frecuencias de fallas asociadas a cada uno de los elementos del rodamiento.

Realizar un seguimiento del espectro en la zona de altas frecuencias, puede permitir la identificación de la frecuencia natural del rodamiento, la cual aumenta de amplitud dependiendo de la severidad del problema. Es necesario el uso de otras herramientas, como el order tracking, para realizar el seguimiento de órdenes espectrales.



## **10 TRABAJOS FUTUROS**

La detección de fallas de rodamientos en equipos de velocidad variable es un problema complejo, donde la herramienta order tracking (seguimiento de ordenes) puede prestar una mayor facilidad en el diagnóstico. Para ello se requiere modificar el algoritmo de adquisición y adicionar la señal de pulsos proveniente de un sensor tacométrico. Una vez adquiridas las señales, se puede realizar el proceso de re-muestreo y crear un algoritmo que permita cambiar la señal vibratoria del dominio temporal al dominio angular (constante), usando como referencia la señal de pulsos entregada por un sensor tacométrico.

Es necesario estudiar espectros en condiciones de bajas velocidades y condiciones transientes. Esto también requiere crear un nuevo algoritmo de adquisición de señal puesto que se requiere muestreo promediado, frecuencias de interés muy bajas y un mayor número de puntos.

## BIBLIOGRAFIA

A-MAQ. Tutorial de Vibraciones Para Mantenimiento Mecánico. [Consultado enero 15 de 2014] Disponible en internet: [www.a-maq.com](http://www.a-maq.com).

BRANDT ANDERS, *et alii*, LAGÖ THOMAS, KJELL AHLIN, JIRI TUMA. *Main Principles and Limitations of Current Order Tracking Methods* .Dynamic measurement solutions, 2006.

AZOR, Jesús Rubén. Transformada de Fourier. Mendoza: Universidad de Mendoza.

BERRY, James. Vibration Diagnostic Chart. Technical Associates of Charlotte, P.C 2008.

BUSCARELLO, Ralph. Soluciones prácticas a problemas de vibración y mantenimiento en maquinarias. *Update international, inc.* 1998.

BRANDT ANDERS, *et alii*, LAGÖ THOMAS, KJELL AHLIN, JIRI TUMA. *Main Principles and Limitations of Current Order Tracking Methods* .Dynamic measurement solutions, 2006.

CALDERÓN SIERRA, Juan. Análisis de las fallas causadas por accionamientos de frecuencia variable en los rodamientos de motores de inducción. Cali: Universidad Autónoma de Occidente, 2009.

CHAPARRO, Juan. Diseño de un sistema experto en diagnóstico de vibraciones para motores. Cali: Universidad Autónoma de Occidente, 2012.

COLLACOTT, Ralph Albert. Vibration Monitoring and Diagnostic, G Godwin. 2005.

CTC (CONNECTION TECHNOLOGY CENTER, INC). Catalogo dispositivos de protección de maquinaria CTC, 2012.

EMERSON PROCESS. *Manual de usuario equipo CSI 2130 Machinery Health Analyzer* (Analizador de vibraciones), 2009.

ESHELMAN, Ronald. Introducción a las pruebas de máquinas análisis y monitoreo. USA: Vibration institute, 2001.

MITUTOYO. Catálogo general ES2012. Mitutoyo, 2012.

NATIONAL INSTRUMENTS. Manual de usuario BNC-2140. NI, 2011.

----- . Manual de usuario tarjeta de adquisición PCI 4451. NI, 2011.

NIÑO, Jesús Armando. Manual moderno sobre alineamiento de ejes de maquinaria. Bogotá D.C.: Kontrolar Ltda., 1996.

RAO, Sigiresu. Vibraciones Mecánicas. Quinta edición. Pearson, 2010.

SAAVEDRA, Pedro. Diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias mediante análisis de vibraciones. Concepción: Universidad de Concepción, 2007.

SÁNCHEZ MENA, Javier Ignacio. Diagnóstico de rodamientos y reductores mediante emisiones de ondas de esfuerzo. Valdivia: Universidad Austral de Chile, 2000.

SCHNEIDER ELETRIC. Manual de variadores de velocidad y arrancadores electrónicos y motores.[consultado febrero 2 de 2014] Disponible en internet: [http://www.schneider-lectric.com.ar/documents/recursos/myce/capitulo04\\_907.pdf](http://www.schneider-lectric.com.ar/documents/recursos/myce/capitulo04_907.pdf).

SIEMENS. Catalogo Motores de baja tensión. Siemens, 2008.

----- . Catalogo Variadores. Siemens Micromaster, 2007.

SIMONCIC, David. *DC Motor And Control Problem Detection Using Vibration Analysis*, Technical Associates of Charlotte, 1994.

SKF. Análisis de vibraciones nivel 1 WI 202.SKF, 2010.

SZENASI, Fred. Torsional Analysis of variable frequency drives. San Antonio Texas.

TECHNICAL ASSOCIATES OF CHARLOTTE. Análisis concentrado de señales de vibración y técnicas relativas al monitoreo de condición. Cali, 2011.

----- . Análisis de vibraciones I. Cali, 2013.

THOMPSON, William. Teoría de vibraciones. Prentice hall hispanoamericana s.a, 2009.

TSYPKIN, Mikhail. *Induction Motor Condition Monitoring: Vibration Analysis Technique - a Practical Implementation*. IEEE, 2013.

## ANEXOS

### Anexo A: Código

#### CODIGO PROCESAMIENTO DE SEÑAL

El procesamiento de señal se realizó haciendo uso de un algoritmo creado en el programa Scilab. Este software matemático, tiene un lenguaje de programación de alto nivel, fue desarrollado por INRIA (Institut National de Recherche en Informatique et en Automatique).

```
// -----  
//  UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE OCCIDENTE  
//  DEPARTAMENTO DE ENERGÉTICA Y MECÁNICA  
//  VIBRACIONES MECÁNICAS  
// -----  
// Programa para la adquisición de señales  
// de vibración usando la placa NI4451  
// -----  
// Escrito por: Ediguer Enrique Franco  
// Fecha: agosto de 2011  
// -----  
  
// Adquisición por el canal 1  
// Los parámetros de adquisición deben ser modificados  
// en la DLL  
  
// ---- Frecuencia de muestreo y número de puntos ----  
fs = 50e3; //frecuencia de muestreo  
Nacq = 20000; //Numero de puntos  
channel = 1;  
  
// ---- Conexión con la DLL (Dynamic Link Library) ----  
//so1 = link('ni4451_acq_ch0.dll', 'readChannel', 'c');  
//so1 = link('acq_ch1_10k.dll', 'readChannel', 'c');  
so1 = link('acq_ch0_50k_20k.dll', 'readChannel', 'c');  
  
// ---- Llamado a la función de adquisición de la DLL ----  
for(k=1:10)  
    signal = call( 'readChannel', "out", [Nacq,1], 1, "d" );  
    filename=strcat(["a",mtlb_num2str(k),".txt"])  
    savematfile(filename,"signal","-ascii")  
    sleep(500)  
end  
  
// ---- Centrado de la señal ----  
signal = signal-mean(signal);  
  
// ---- Periodo de muestreo y vector de tiempo ----
```

```

Ts = 1/fs;
x = linspace(0,Ts*Nacq,Nacq);

// ---- Cálculo de la FFT y el vector de frecuencia ----
Nfft = 64*8192;
ft = mtlb_fft(signal,Nfft);
f=fs*(0:(Nfft)/Nfft);
n=round(size(f,'*')/200);
f1 = f(1:n);
ft1 = abs(ft(1:n));

// ---- Gráfico de la forma de onda y su espectro ----
figure
plot(x,signal)
xlabel('Forma de onda','Tiempo (s)','Amplitud relativa (V)')
figure
plot(f1*60,ft1)
xlabel('Espectro de Fourier','Frecuencia (cpm)','Amplitud relativa')

//v = ft1(2:n)./f1(2:n);
//xa = v./f1(2:n);

// ---- Desconexión de la DLL ----
ulink( sol );

// ----- Guardar señal -----
//savematfile("signal1.txt","signal","-ascii")

```

## Anexo B: Código

### CODIGO PARA FFT Y ANALISIS ESPECTRAL

El procesamiento de señal para obtener el FFT se realizó haciendo uso de un algoritmo creado en el programa Matlab.

#### Código matlab:

```

load a1.txt
s = a1;
a6 = [60.5 121 181.5 242 302.5 363 423.5 484];%%BPFO HZ
a7 = [104.5 209 313.5 418 522.5 627 731.5 836];%%BPFI HZ
a8 = [40.028 80.056 120.084 160.112 200.14 240.168 280.196
320.224];%%BSF HZ
a9 = [6.72 13.44 20.17 26.89 33.61 40.33 47.06 53.78];%%FTF HZ
a10 = 20;18.34;Frecuencia fundamental 1100 (18.34) CPM
a11 = 40;36.7;2x HZ
a12 = 60;55;3x HZ
a13 = 80;73.3;4x HZ
a14 = 100;91.7;5x HZ
a15 = 120;2xFlinea
fs = 10e3;

```

```

ft = fft(s,64*2048);
Nft = length(ft);
f = linspace(0,fs/2,Nft/2);

%plot(f,abs(ft(1:Nft/2)))
fplotmag2(s,1/fs,1,1000,16*8192);
hold on

%plot(f,abs(ft(1:Nft/2)))
fplotmag2(s,1/fs,1,1000,16*8192);
hold on
%for(k=1:length(a6))
    %plot([a6(k) a6(k)],[0 1],'k')
    %text(a6(k),0.8,'BPFO')
%end
%for(k=1:length(a7))
    %plot([a7(k) a7(k)],[0 1],'b')
    %text(a7(k),0.8,'BPFI')
%end
%for(k=1:length(a8))
    %plot([a8(k) a8(k)],[0 1],'m')
    %text(a8(k),0.8,'BSF')
%end
%for(k=1:length(a9))
    %plot([a9(k) a9(k)],[0 1],'m')
    %text(a9(k),0.8,'FTF')
%end
for(k=1:length(a10))
    plot([a10(k) a10(k)],[0 1],'k')
    text(a10(k),0.8,'1X')
end
for(k=1:length(a11))
    plot([a11(k) a11(k)],[0 1],'b')
    text(a11(k),0.8,'2X')
end
for(k=1:length(a12))
    plot([a12(k) a12(k)],[0 1],'b')
    text(a12(k),0.8,'3X')
end
for(k=1:length(a13))
    plot([a13(k) a13(k)],[0 1],'b')
    text(a13(k),0.8,'4X')
end
for(k=1:length(a14))
    plot([a14(k) a14(k)],[0 1],'b')
    text(a14(k),0.8,'5X')
end
for(k=1:length(a15))
    plot([a15(k) a15(k)],[0 1],'b')
    text(a15(k),0.8,'2xFL')
end
hold off

```